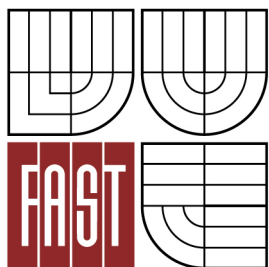




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ OBCÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF MUNICIPAL WATER MANAGEMENT

ZHODNOCENÍ PROVOZNÍCH PARAMETRŮ KALOVÝCH ČERPADEL

EVALUATION OF OPERATIONAL PARAMETERS OF SLUDGE PUMPS.

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BARBORA KUZMOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. PETR HLAVÍNEK, CSc., MBA

BRNO 2016



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	B3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Bakalářský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3647R015 Vodní hospodářství a vodní stavby
Pracoviště	Ústav vodního hospodářství obcí

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student	Barbora Kuzmová
Název	Zhodnocení provozních parametrů kalových čerpadel
Vedoucí bakalářské práce	prof. Ing. Petr Hlavínek, CSc., MBA
Datum zadání bakalářské práce	30. 11. 2015
Datum odevzdání bakalářské práce	27. 5. 2016
V Brně dne 30. 11. 2015	

.....
doc. Ing. Ladislav Tuhovčák, CSc.
Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

- [1] BRADA Karel, HLAVÍNEK Petr. Čerpadla ve vodním hospodářství, NOEL 2000, 2004, 195 s., ISBN 80-86020-43-6.
- [2] HLAVÍNEK Petr, MIČÍN Jan, PRAX Petr. Příručka stokování a čištění, NOEL 2000, 2001, 251 s., ISBN 80-86020-30-4.
- [3] HLAVÍNEK Petr, HLAVÁČEK Jiří. Čištění odpadních vod-praktické příklady výpočtů, NOEL 2000, 1996, 196 s. ISBN 80-86020-00-2.
- [4] METCALF & EDDY. Wastewater Engineering, Treatment, Disposal and Reuse (4th Edition ed.), MCGRAW-HILL, 2001, ISBN 0-07-041878-0.
- [5] Sborníky Water Science and Technology, IWA Publishing.
- [6] Časopisy SOVAK, VODNÍ HOSPODÁŘSTVÍ.

Zásady pro vypracování

Bakalářská práce bude zaměřena na problematiku provozních parametrů kalových čerpadel. V první části práce bude zpracována rešerše problematiky ovlivnění provozních parametrů čerpadel v odpadní vodě. Bude provedeno porovnání čerpadel jednokanálových, dvoukanálových, vířivých, šroubových, otevřených, řezacích a s „N“ kolem. V druhé části práce bude zpracován návrh měření provozních parametrů vybraných čerpadel – test ucpání. Práce bude zpracována ve spolupráci s fy LK Pumpservice. Podklady si student zajistí po dohodě s vedoucím práce v rámci bakalářského semináře. Při zpracování textů, výpočtů a výkresové části dokumentace bude v maximální míře využita výpočetní technika.

Struktura bakalářské/diplomové práce

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).

.....
prof. Ing. Petr Hlavínek, CSc., MBA
Vedoucí bakalářské práce

ABSTRAKT

Cílem této práce je zjištění parametrů kalových čerpadel. V první části práce je zpracována všeobecná rešerše čerpadel a jejich základní rozdělení. Popsány jsou i vlastnosti jednotlivých čerpadel. Jsou zde zmíněny důvody ovlivňující parametry čerpadla. Práce se blíže zabývá kalovými čerpadly a jejich porovnáním. Pro přehlednost se v práci nachází tabulka s kalovými oběžnými koly. V práci jsou porovnány kanálové, vírové, šroubové a další oběžná kola. Toto srovnání je uvedeno v tabulce s oběžnými koly. Jsou zde také popsány způsoby měření parametrů čerpadel, uvedené postupy zkoušek a schémata daných zkoušek. V praktické části je blíže popsán test ucpání. Test byl proveden na kanálovém čerpadle. Průběh a výsledek testu je vzmíněn v práci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Čerpadlo, kal, provozní parametry čerpadel, charakteristika čerpadla.

ABSTRACT

The aim of the bachelor thesis is to determine the parameters of sludge pumps. In the first part of the thesis is processed by a general search of pumps and their basic division. There are described properties of individual pumps. There are mentioned the reasons influencing parameters of the pump. This study is more closely engaged with sludge pumps and their comparison. For review, in the thesis is chart with sludge impellers. In this work are compares channel, vortex, screw and other impellers. This comparison is shown in chart of impellers. There are also described methods of measuring the parameters of the pumps, mentioned test procedures and diagrams of experiments. The practical part is described clogging test. The experiment was conducted on a channel pump. The process and result of the experiment is mentioned in thesis.

KEYWORDS

pump, sludge, operating parameters of pumps, characteristics of pumps

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE VŠKP

KUZMOVÁ, Barbora. *Zhodnocení provozních parametrů kalových čerpadel*. Brno, 2016. 63 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav vodního hospodářství obcí. Vedoucí práce prof. Ing. Petr Hlavínek, CSc., MBA

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci zpracovala samostatně a že jsem uvedla všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 27.5.2016

.....
podpis autora
Barbora Kuzmová

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu své bakalářské práce prof. Ing. Petru Hlavínkovi, CSc., MBA za ochotu, cenné rady a pomoc při vypracování práce.

OBSAH

1	ÚVOD.....	4
2	ZÁKLADNÍ POJMY	5
2.1	HYDRAULICKÉ STOJE.....	5
2.2	TYPY ČERPADEL.....	5
2.3	HYDRAULICKÝ SYSTÉM.....	6
3	CHARAKTERISTIKY OVLIVŇUJÍCÍ PARAMETRY ČERPADLA	7
3.1	HLAVNÍ PARAMETRY ČERPADLA.....	7
3.2	PRACOVNÍ BOD	7
3.2.1	Řazení čerpadel.....	8
3.2.2	Dopravní výška.....	9
3.2.3	Otáčky čerpadla	11
3.3	CHARAKTERISTICKÉ KŘIVKY ČERPADLA.....	12
3.3.1	NPSH - sací schopnost čerpacího systému	13
3.3.2	Účinnost čerpadla	16
4	HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA.....	17
4.1	EULEROVA PRACOVNÍ ROVNICE.....	17
4.2	OTÁČKY A MĚRNÉ OTÁČKY.....	18
4.3	TYPY HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL	19
4.3.1	Podle proudění kapaliny	19
4.3.2	Podle konstrukce statoru.....	20
4.3.3	Podle činné části rotoru.....	20
4.4	PŘÍZPŮSOBNÍ ČERPADLA SKUTEČNÝM PROVOZNÍM POŽADAVKŮM	20
4.4.1	Úprava oběžného kola	20
4.4.2	Úprava výstupního elementu lopatky	21
4.5	ODSTŘEDIVÁ ČERPADLA JAKO MIKROTURBÍNY	21
5	HYDROSTATICKÁ ČERPADLA	22
5.1	ROZDĚLENÍ HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL	22
5.2	VLASTNOSTI HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL	22
5.3	TYPY HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL	23
5.3.1	S kmitavým pohybem	23
5.3.2	Rotační hydrostatická čerpadla	23
5.3.3	Peristaltická hadicová čerpadla.....	24
5.4	ZNAMY HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL.....	25

5.4.1	Účinnost hydrostatických čerpadel	25
6	KALOVÁ ČERPADLA	26
6.1	OBJEMOVÁ KALOVÁ ČERPADLA	26
6.1.1	Používané typy čerpadel	26
6.2	ODSTŘEDIVÁ KALOVÁ ČERPADLA	27
6.3	PÁDOVÁ RYCHLOST	28
6.3.1	Vliv pevných částic	29
6.3.2	Zásady při návrhu	30
6.4	ČERPACÍ STANICE.....	30
6.5	APLIKACE KALOVÝCH ČERPATEL	31
7	POROVNÁNÍ KALOVÝCH ČERPATEL	32
7.1	VÍROVÉ OBĚŽNÉ KOLO	34
7.2	JEDNOKANÁLOVÉ UZAVŘENÉ ČERPADLO	34
7.3	DVOUKANÁLOVÉ UZAVŘENÉ ČERPADLO	34
7.4	OTEVŘENÉ OBĚŽNÉ KOLO.....	35
7.5	ŠROUBOVÉ ČERPADLO.....	35
7.6	ŘEZACÍ ČERPADLA.....	35
7.7	ČERPADLO S N TECHNOLOGIÍ.....	35
8	KRITICKÉ ZHODNOCENÍ REŠERŠE	37
9	ZKOUŠENÍ ČERPATEL	38
9.1	UMÍSTĚNÍ MĚŘIDEL TLAKU A PRŮTOKU	38
9.1.1	Měření tlaku	38
9.1.2	Měření průtoku	39
9.2	TEST UCPÁNÍ.....	39
9.3	MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK ČERPADLA	40
9.4	KAVITAČNÍ ZKOUŠKA	41
9.5	MĚŘENÍ VIBRACÍ.....	42
9.6	POČÁTEČNÍ ZKOUŠENÍ VÝROBKŮ	43
9.6.1	Zkouška vodotěsnosti a plynotěsnosti	43
9.6.2	Hluková zkouška	43
9.7	ŘETĚZOVÁ ZKOUŠKA	43
9.8	ZKOUŠKY NPSH.....	43

9.9	ENERGETICKÝ AUDIT METODOU WESTWORTH - FLYGT	43
9.10	MĚŘENÍ V LABORATOŘI	46
10	ZÁVĚR	55
11	POUŽITÁ LITERATURA.....	56
	SEZNAM TABULEK	58
	SEZNAM OBRÁZKŮ	59
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	61
	SEZNAM PŘÍLOH	64
	SUMMARY	65

1 ÚVOD

S rostoucí urbanizací je znečištění odpadních vod, které přitékají na čistírnu odpadních vod, stále větší. K dopravení odpadních vod na čistírnu jsou zapotřebí čerpací stanice, kde se používají čerpadla. Více než 20 % energie na celém světě se používá k čerpání. Náklady s tím spojeny stále rostou. S rostoucí cenou energií se zvyšují požadavky na ekonomické hledisko čerpacích stanic. Mezi největší investice čerpací stanice patří právě kalová čerpadla. Hlavním cílem je navrhnout efektivně pracující čerpadlo. Čerpadlo by mělo pracovat ekonomicky s co nejlepší účinností a rovněž provozní spolehlivostí. Na trhu je velké množství druhů čerpadel, které mají své provozní parametry. Vybrat to správně je obtížné. Záleží na mnoha okolních faktorech, které výběr čerpadla ovlivňují. Z toho důvodu se čerpadla porovnávají a zkouší. Zkoušky se provádí v laboratořích a nebo v reálném umístění čerpadla. V místě používání se u čerpadel zkouší efektivnost a správnost návrhu čerpadla. V případě špatného návrhu čerpadla, je nejjednodušší a nejvýhodnější vyměnit čerpadlo.

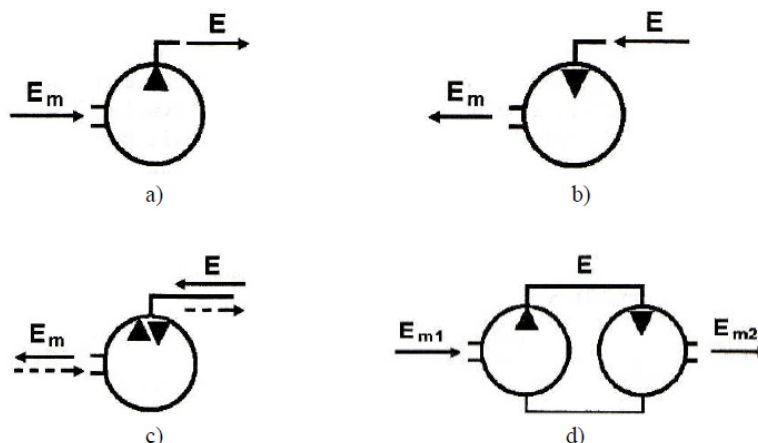
Při čištění vod je hlavním odpadem kal. Kal představuje 1 - 2 % objemu čištěných vod, ve kterých je zkoncentrováno 50 - 80 % původního znečištění. V roce 1992 byla produkce kalu v Evropě 5,5 mil. tun sušiny. V roce 2005 vzrostla produkce kalu na 9 mil. tun. Růst je způsoben zavedením Směrnice Rady 91/271/EEC o nakládání s komunálními odpadními vodami. Narůstá počet domácností napojených na čistírny odpadních vod. V České republice je produkce kalu asi 750 000 tun ročně.

Množství odpadních vod bude stále růst. Do budoucna bude stále více obcí odvádět odpadní vody pomocí kanalizace do čistírny odpadních vod. S ohledem na životní prostředí budou i vyšší požadavky na kvalitu vyčištěné vody. Díky tomu bude i větší množství kalu. Problematika kalových čerpadel bude aktuální i v budoucnosti.

2 ZÁKLADNÍ POJMY

Čerpadlo je mechanický stroj, který dodává potřebnou energii kapalině, která skrz něj protéká. Energie může být kinetická, potenciální nebo tlaková. Při oběhu kapalin by se čerpadlo dalo přirovnat k srdci živočichů. Další úlohu plní při dopravě kapaliny. [1]

2.1 HYDRAULICKÉ STROJE



a) čerpadla, b) motory, c) reverzibilní stroje, d) složená soustrojí

Obr. 1. Rozdělení hydraulických strojů podle přeměny energie [2]

Vlastnosti a schopnosti hydraulických strojů jsou následující:

- čerpadla - mění mechanickou energii E_m na hydraulickou energii E , v olejové hydraulice se pro čerpadla používá název hydrogenerátory,
- motory - mění hydraulickou energii E na mechanickou energii E_m , v energetice se používá název turbíny a v olejové hydraulice hydromotory,
- reverzibilní stroje - umí měnit energii v obou směrech, tj. z mechanické E_m na hydraulickou E , a z hydraulické E na mechanickou E_m , v dalších odvětvích se používají názvy čerpadlové turbíny a nebo hydro - motorgenerátory,
- složená soustrojí - přenáší mechanickou energii pomocí hydraulické, používají se hydraulické lisy, měniče momentu, hydraulické pohony [1]

2.2 TYPY ČERPADEL

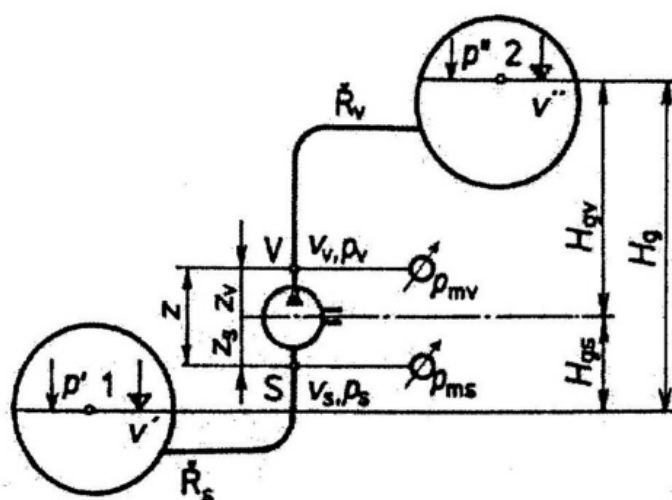
Dvě základní skupiny čerpadel jsou čerpadla hydrodynamická a čerpadla hydrostatická (objemová). Hydrodynamická čerpadla mění mechanickou energii na hydraulickou pomocí kinetické energie kapaliny. K tomu slouží jako pracovní prvek oběžné kolo. Hydrostatická čerpadla mění mechanickou energii na hydraulickou přímo. Přeměňuje ji pomocí pístu, který se pochybuje přímočaře vratně a nebo rotuje. [1]

Spotřeba energie pro pohon čerpadla souvisí s účinností transformace energií. Důležitá je nejen v návrhovém bodě, ale i v celém rozsahu pracovní charakteristiky. Hydrodynamická i hydrostatická čerpadla mají svou účinnost srovnatelnou v jednom pracovním bodě s předpokladem, že účinnost obou typů čerpadel v optimu je stejná. U hydrodynamických čerpadel účinnost rychle klesá na obě strany od pracovního bodu, zatímco u hydrostatických je čára účinností ve velké oblasti výkonu plochá. [1]

Hydrodynamická čerpadla se používají v oblasti velkých výkonů tj. ve vodním hospodářství, procesní technice a energetice. Hydrostatická se uplatňují tam, kde je potřeba velkých tlaků, tj. těžká chemie, lisy. V čerpací technice se použití obou typů překrývá a jsou rozhodující provozní a pořizovací parametry čerpadel. [1]

2.3 HYDRAULICKÝ SYSTÉM

Hydraulický systém umožňuje dopravu kapaliny. Spojuje nádrže s různým tlakovým a polohovým hydraulickým potenciálem. Geodetická výška H_g je rozdíl hladin v sací a výtlačné nádrži.



Obr. 2. Schéma hydraulického systému [3]

S - sací hrdlo čerpadla, V - výtlačné hrdlo čerpadla, v_s , v_v - rychlosti kapaliny v sacím a výtlačném hrdle čerpadla, v' , v'' - rychlosti změny polohy hladin v nádržích, p_s , p_v - tlaky v sacím a výtlačném hrdle čerpadla, p_{ms} , p_{mv} - manometrické tlaky v sacím a výtlačném hrdle čerpadla, $z = z_s + z_v$ - svislá odlehlost hrdel čerpadla, H_g - geodetická výška, H_{gs} - geodetická výška sací, H_{gv} - geodetická výška výtlačná.

3 CHARAKTERISTIKY OVLIVŇUJÍCÍ PARAMETRY ČERPADLA

3.1 HLAVNÍ PARAMETRY ČERPADLA

- průtok Q - množství kapaliny, která je dopravovaná na výtlačném hrdle za časovou jednotku, udává se v $[m^3 \cdot s^{-1}, l \cdot s^{-1}, m^3 \cdot h^{-1}]$
- dopravní výška H (pro praktické výpočty) – výška, na kterou se má voda dopravit vyjádřená v m , u vysokých tlaků se udává místo parametru H tlak $p = \rho \cdot g \cdot H$ $[MPa, Pa, kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}]$
- měrná energie Y (pro vědecké výpočty) - energie předávána každému kilogramu kapaliny vyjádřená v $[J \cdot kg^{-1}]$
- otáčky n - vyjadřují pohon čerpadla. [1]

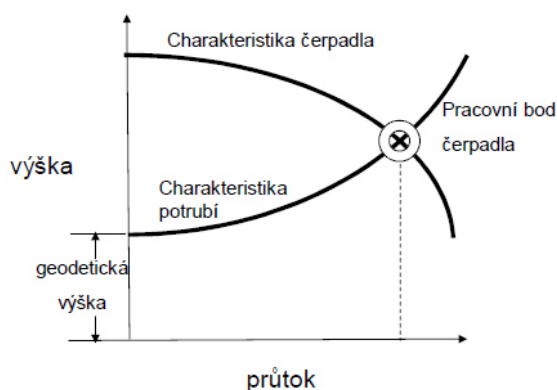
3.2 PRACOVNÍ BOD

Hlavní parametry průtok Q a dopravní výška H mají společnou souvislost. Čerpadlo, které má konstantní otáčky, čerpá velký objem kapaliny při nízkém tlaku nebo malý objem při vysokém tlaku. Tuto závislost značíme, jako $Q - H$ Charakteristiku čerpadla, kterou udává výrobce. [4]

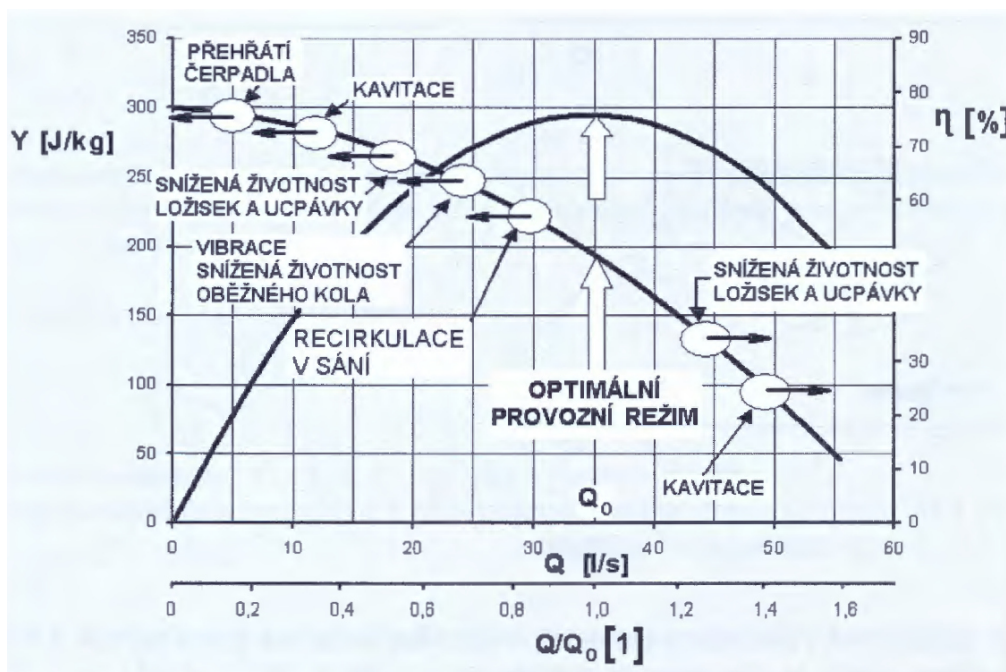
$Q - H$ Charakteristika potrubí je závislá na zvoleném průřezu potrubí. Charakteristika má tvar paraboly. Potrubí se zvoleným malým potrubím má charakteristiku strmou a sít' s velkým potrubím plochou. [4], [34]

Pracovní bod vznikne průsečíkem charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubí. Optimální pracovní bod je při nejvyšší účinnosti a charakterizuje optimální využití čerpadla. Pokud průtok, který udává pracovní bod, není shodný s provozními podmínkami, musí se změnit charakteristika potrubí nebo čerpadla. Z ekonomických důvodů je vhodné vyměnit čerpadlo, které bude odpovídat provozním podmínkám. [4], [34]

Na Obr. 4. jsou znázorněny nepříznivé stavy čerpadla, pokud není provozováno v optimální režimu. Nepříznivý provoz čerpadla je v závěrném bodě, kdy je potrubní řád úplně uzavřen nebo ucpán. Provoz při nulovém průtoku není dovolen, při delším trvání může dojít k nárůstu teploty. To může vést ke zničení čerpadla. [32], [35]



Obr. 3. Pracovní bod čerpadla [4]



Obr. 4. Důsledky provozu HD čerpadla v mimooptimálním provozním režimu [32]

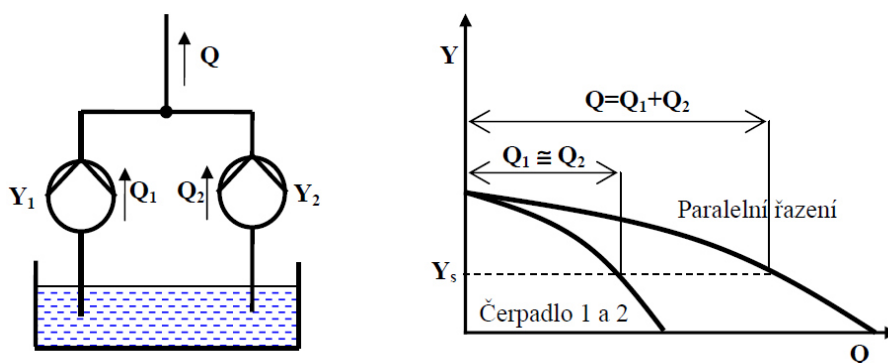
3.2.1 Řazení čerpadel

V praxi se využívá spojení dvou a více čerpadel v systému. Tohoto propojení se využívá v případech, kde potřebujeme vysokou dopravní výšku nebo velký průtok. Čerpadla se mohou zapojit paralelně a sériově. Pro další výpočty a postupy se používají výsledné hodnoty zapojených čerpadel. [10]

Paralelní zapojení znamená že výtlačné hrdla čerpadel jsou spojena v jednom uzlu. V případě paralelního zapojení se dopravní výška čerpadel nemění. Mění se průtoky, protože se čerpadla navzájem ovlivňují. Celkový průtok se rovná součtu průtoků všech zapojených čerpadel. [10]

$$Q_{\text{řč}} = Q_1 + Q_2 + \dots Q_n \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1)$$

$$H_{\text{řč}} = H_1 = H_2 = \dots H_n \quad [\text{m}] \quad (2)$$

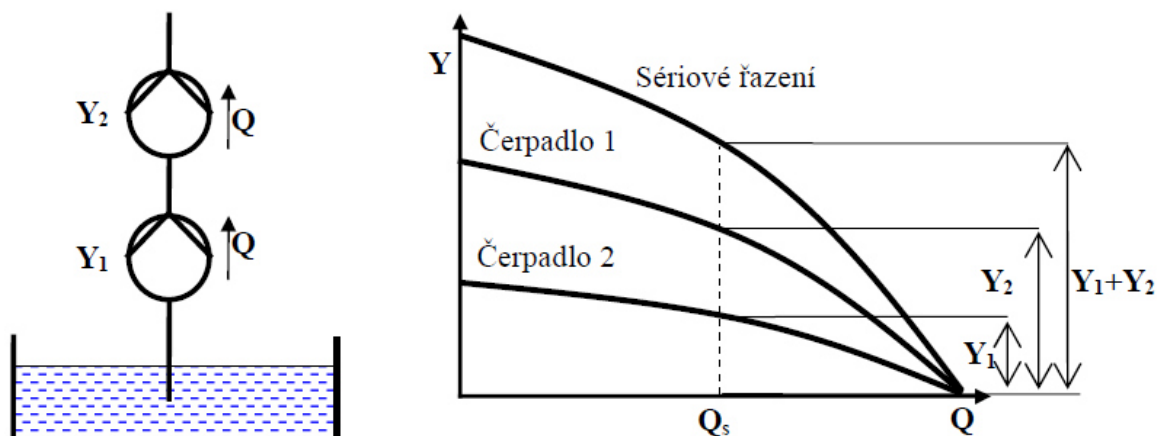


Obr. 5. Paralelní zapojení čerpadel [10]

Při sériovém zapojení čerpadel přechází čerpaná kapalina z výtlačného hrdla prvního čerpadla na sací hrdlo druhého čerpadla. Proto se dopravní výška sériově zapojených čerpadel sčítá. Průtok se nemění. [10]

$$Q_{sč} = Q_1 = Q_2 = \dots Q_n \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

$$H_{sč} = H_1 + H_2 + \dots H_n \quad [\text{m}] \quad (4)$$



Obr. 6. Sériové zapojení čerpadel [10]

3.2.2 Dopravní výška

Bernoulliho rovnice

$$Y = g \cdot H_g + \frac{p'' - p'}{\rho} + \frac{v''^2 - v'^2}{2} + \Sigma Y_z \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5)$$

Rovnice (5) vyjadřuje podíl energií vztažených na 1 kg kapaliny v hydraulickém systému, v kterém platí ustálené proudění.

Energie:

- polohové $g \cdot H_g$
- tlakové $\frac{p'' - p'}{\rho}$
- kinetické $\frac{v''^2 - v'^2}{2}$
- ztrátové ΣY_z

Bernoulliho vztah v podobě (5) charakterizuje měrnou energii Y , kterou musí čerpadlo vyvinout na každý kilogram kapaliny. Předposlední člen vztahu můžeme zanedbat, protože rychlosti hladiny v nádrži jsou velmi malé. Rovnice (6) se více využívá v praxi, protože je vhodnější pro výrobce čerpadel. [1]

$$H = H_g + \frac{p'' - p'}{\rho \cdot g} + \left(\frac{v''^2 - v'^2}{2g} \right) + \Sigma H_z \quad [\text{m}] \quad (6)$$

- geodetická výška H_g - rozdíl hladin v sací a výtlačné nádrži
- tlaková výška $\frac{p'' - p'}{\rho \cdot g}$ - rozdíl tlaků nad hladinami sací a výtlačné nádrže. V nádržích s barometrickým tlakem $p'' = p' = p_b$ je výška rovna 0.
- rychlostní výška $\frac{v''^2 - v'^2}{2g}$ - rozdíl rychlostních výšek
- ztrátová výška ΣH_z - k rovnici (6) se musí přičíst třecí místní a dálkové hydraulické ztráty

V praxi existuje více možností napojení čerpadla s nádrží. Jsou různé varianty v nasávacím a nátokovém provozu. V každé možnosti lze uvažovat jisté zjednodušení. V nasávacím provozu můžeme využít provedení: otevřená výtlačná nádrž s vyústěním potrubí pod hladinou (a), uzavřená výtlačná nádrž s volným výtokem z potrubí (b), uzavřená výtlačná nádrž s vyústěním potrubí pod hladinou (c), otevřená nátoková nádrž (d), uzavřená nátoková nádrž (e). V nátokovém provozu jsou k dispozici stejná zapojení čerpadla a nádrží, jako v nasávacím provozu. Ve výpočtech je často možné zanedbat rychlostní výšky. V provedeních s uzavřenou nádrží (b, c, e) se rovnice upraví na vztah (7). [1]

$$H = H_g + \frac{p'' - p'}{\rho \cdot g} + \Sigma H_z \quad [\text{m}] \quad (7)$$

V případech s otevřenou nádrží (a, d) se vztah ještě více zjednoduší, protože působí barometrický tlak $p'' = p' = p_b$. Výsledná dopravní výška se počítá:

$$H = H_g + \Sigma H_z \quad [\text{m}] \quad (8)$$

Čerpání viskózních kapalin

Ztráty při čerpání viskózních kapalin se liší od čerpání běžných kapalin. Ztráty vznikají třením kapaliny o stěny potrubí a horším průtokem přes armatury a tvarovky. Čerpají se newtonské a nenewtonské kapaliny. Newtonské kapaliny jsou kapalně uhlovodíky, kyseliny. Mezi nenewtonské kapaliny patří pseudoplastické látky (latex, asfalt), plastické látky (bahno, pasty, mazadla, čokoláda), dilatantní látky (ředidla barev, emulzní nátěry, beton) a binghamovy látky (suspenze písku a vody). [1]

Charakteristiky při čerpání newtonských kapalin se provádí přepočtem charakteristik zjištěných experimentálně čerpanou čistou vodou, u které byly zjišťovány ztráty a přepočítány pro zvýšenou viskozitu. Ze zadaných parametrů čerpadla pro čerpání vody se pomocí přepočtových součinitelů přepočítají základní parametry Q , H a η . [1]

Pro čerpání nenewtonských kapalin není možné přepočítávat charakteristiku zjištěnou pro vodu. Pro některé hydrosměsi (vláknité kaše) existují data získané dlouholetými zkušenostmi. Přepočet stanoví výrobce čerpadel. [1]

Rovné potrubí

V rovném potrubí se tlakové výšky vyjádří:

$$H_{z1} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad (9)$$

H_{z1} - hydraulická ztráta v přímém úseku potrubí [m]

λ - součinitel délkových ztrát v kruhovém potrubí [-]

l - délka přímého úseku [m]

g - gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$) [m.s^{-2}]

d - průměr potrubí [m]

v - střední rychlosti v potrubí [m.s^{-1}]

(sací potrubí: $v = 0,7 - 1,5 \text{ m.s}^{-1}$, výtlačné potrubí: $v = 1,0 - 2,0 \text{ m.s}^{-1}$)

Armatury a tvarovky

$$H_z = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \quad [\text{m}] \quad (10)$$

ζ - součinitel místních odporů [-]

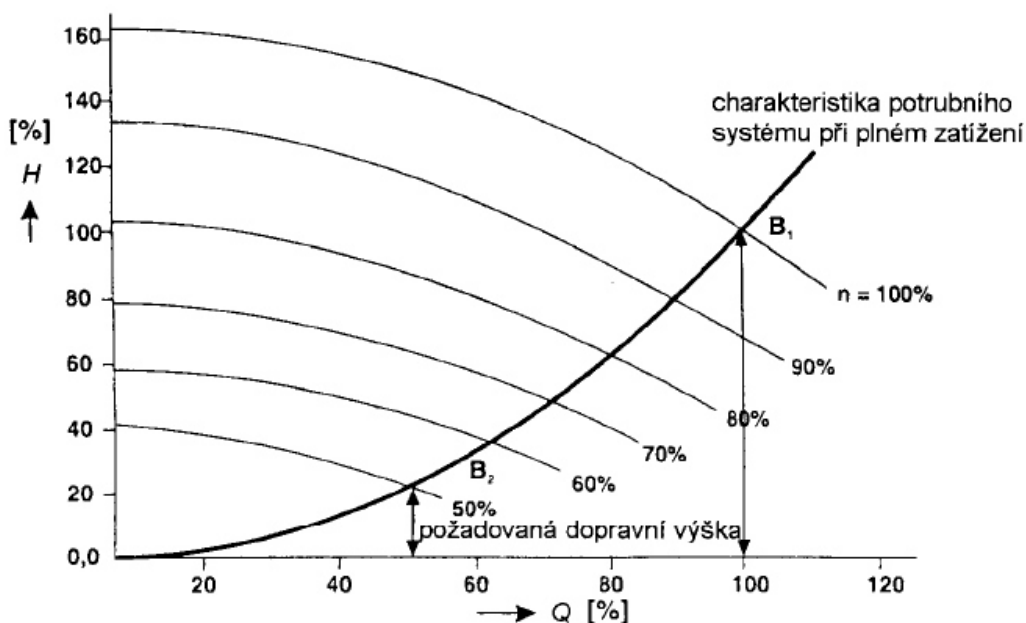
3.2.3 Otáčky čerpadla

Otáčky zásadně ovlivňují životnost čerpadla a spotřebu elektrické energie. Čerpadlo s regulací otáček se vyplatí hlavně v případech s nerovnoměrným využitím čerpadel. Řídící systém šetrně upravuje příkon podle aktuálního výkonu.[5]

Se změnou otáček se zásadně mění i dopravní výška čerpadla. Proto je důležité rozhodnout, zda je vhodné použít regulaci otáček. [5]

Frekvenční měnič

Pomáhá snížit spotřebu energie. Spotřebu snižuje pomocí regulací otáček. Frekvenční měnič zmenšuje i emise CO_2 . Pokud se pro regulaci průtoku používá ventil se škrtkou, pracuje motor pořád na plný výkon. Tato regulace není efektivní. Proto je výhodné použití motoru s měničem frekvence. Náklady na energii se sníží o 45 - 60 %. K ovládání měniče stačí senzor, který řídí otáčky čerpadla. Na rozsáhlých zařízeních se používají i automatizační systémy. Systém regulace může mít přesnost na milisekundy. Měníče pomohly k snížení emisí CO_2 o 85 milionu tun za rok. [11]



Obr. 7. Změna charakteristické křivky [1]

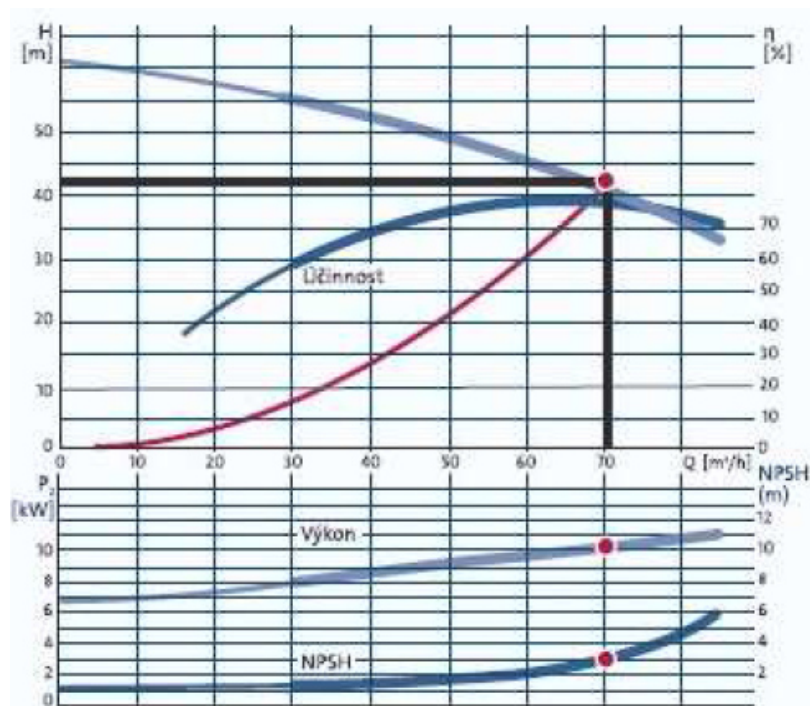
$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (11)$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad [\text{m}] \quad (12)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad [\text{W}] \quad (13)$$

3.3 CHARAKTERISTICKÉ KŘIVKY ČERPADLA

Pracovní charakteristika čerpadla udává výkonnostní parametry čerpadla (dopravní výšku v závislosti na průtoku Q při konstantních otáčkách n). Na dodržení parametrů záleží ekonomicky hospodárný a provozně spolehlivý provoz čerpacího systému. Na obr. 8 je červeným bodem vyznačen pracovní bod, který je popsán v dřívější kapitole 3.2. Křivky charakterizují chování odstředivého čerpadla. [1]



Obr. 8. Charakteristické křivky čerpadla [6]

- $Q - \text{NPSH}$ informuje o tlakových poměrech v přívodu do čerpadla s ohledem na možnost vzniku kavitace.
- $Q - \eta$ popisuje ekonomii provozu čerpadla; vysoké náklady na energii pohonu mohou při trvalém provozu s proměnným průtokem v krátké době převýšit náklady pořizovací (levné čerpadlo nemusí být nejlevnější variantou řešení).
- $Q - P$ příkon čerpadla rozhoduje o pohonu. Při proměnných provozních podmínkách je vhodné posoudit volbu vhodného způsobu regulace průtoku (proměnnými otáčkami pohonu, proměnnou geometrií činného prostoru čerpadla či úpravou potrubního systému). [1], [35]

3.3.1 NPSH - sací schopnost čerpacího systému

Zkratka NPSH (Net Positive Suction Head) znamená sací schopnost čerpacího systému. Znázorňuje minimální tlak na sací straně čerpadla, který pomůže zabránit kavitaci v čerpadle. [1]

Kavitace

Kavitace jsou dutiny, které vznikly při náhlém, prudkém poklesu tlaku v kapalině. Pokud jsou tahové síly větší než hydrostatické poruší se spojitost vodního proudu a vzniká kavitace. Dutina obsahuje vodní páry. Pomocí difúze přes kavitační stěny se dovnitř dostávají okolní plyny, které byly ve vodě původně rozpuštěné. Ve chvíli, kdy tahové síly přestanou působit, kavitace se zhroutí. Zánikem dutin vzniká hydraulický ráz, který je náhlý.

V bublině stlačené do malého rozměru dochází k rychlému nárůstu tlaku a teploty. Tlaky se pohybují v řádu 100 MPa. Tento jev může být doprovázen fyzikálními a chemickými změnami. Na vlastnosti těchto změn má vliv složení plynů v bublině. Zánik bubliny bývá často doprovázen vibracemi a hlukem. Při styku kavitace s pevným materiálem způsobuje hydraulický ráz kavitační erozi. Eroze je natolik silná, že jí nemůže odolávat žádný materiál.

Při návrhu čerpadla je nutné zjistit, zda v některém místě může dojít ke změně kapalně fáze na páru i při nízkých teplotách. K tomuto se používá tzv. p - T diagram čerpané látky, která je nejčastěji voda.

Fyzikální diagnostika kavitačních jevů se provádí:

- u průhledných modelů kanálů optickými metodami (LDA anemometry)
- u rotujících lopatkových mříží stroboskopicky (stroboskop vysílá světelné záblesky s vysokou frekvencí, oběžné kolo se pro oko zastaví a je možno pozorovat kavitaci)
- dynamické děje se sledují rychlokamerami (průběh zrodu a zániku kavitační bubliny) [1]

NPSH_A - charakteristika sací částí potrubního systému

Jedná se o měrnou energii definovanou hydraulickou ztrátou sacího řádu čerpadla. Hydraulická ztráta se nachází mezi hladinou kapaliny v sací nádrži a sacím hrdlem čerpadla. K určení ztrát je důležité znát geometrická, geodetická a hydraulická data přírodního potrubí a fyzikální vlastnosti čerpané kapaliny. Velikost charakteristiky NPSH_A nás informuje o nebezpečí vzniku kavitace a je závislá na provozním průtoku Q. [1]

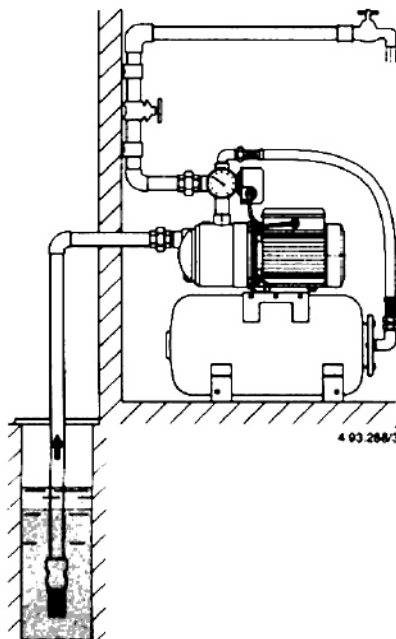
Charakteristika NPSH_A při sacím režimu znázorňuje snížení tlakové a kinetické energie proudu kapaliny. Sací režim je takový, kdy je čerpadlo nad hladinou přírodní nádrže. K snížení energie dojde přiváděním kapaliny od hladiny v sací nádrži k sacímu hrdlu čerpadla o hydraulické ztráty a polohovou energii. NPSH_A je energie dostupná čerpadlu na sacím hrdle. Pokud v úseku sací hrdlo - vstup do oběžného kola se tato energie spotřebuje, dojde ke vzniku kavitace. Energie se zjišťuje pomocí vztahu:

$$NPSH_A = \frac{p' - p_t}{\rho \cdot g} + \frac{c'}{2g} - H_{zs} - H_{gs} \pm s' \quad [m] \quad (14)$$

c' - rychlost klesání hladiny sací nádrže [m.s⁻¹]

s' - svislá vzdálenost sacího hrdla

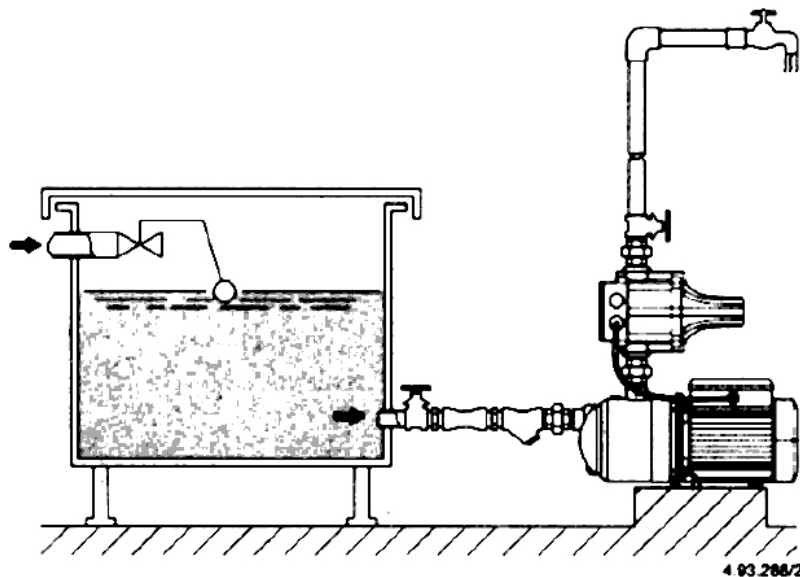
od vstupu do oběžného kola [m]



Obr. 9. Sací režim čerpadla [7]

Při nátokovém režimu se čerpadlo nachází pod hladinou přívodní nádrže. Tato změna se projeví ve vztahu $z - H_{gs}$ na $+H_{gn}$:

$$NPSH_A = \frac{p' - p_t}{\rho \cdot g} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} - H_{ss} + H_{gn} \pm s' \quad [\text{m}] \quad (15)$$



Obr. 10. Nátokový režim čerpadla [7]

NPSH_R - čerpadla

$NPSH_R$ charakterizuje kavitační depresi uvnitř (ve vstupu) čerpadla. Patří mezi nejvýznamnější přidružené parametry čerpadla. Znázorňuje hydraulickou ztrátu energie kapaliny mezi vstupem do čerpadla a vstupem na pracovní element. Pracovní element

může být např. lopatka. $NPSH_R$ charakterizuje pokles kapaliny mezi sacím hrdlem čerpadla a vstupem do oběžného kola. Pokud v čerpadle začne klesat tlak, dochází na vstupu do oběžného kola k bodu varu. Následkem toho se vytvoří kavitační dutiny. Z ekonomických důvodů je kavitace nevýhodnou.

Základní způsoby měření kavitace:

- optické - používá se pro vědecké účely, nákladné technologie
- garanční - vyrábí se ve výrobním podniku. Výsledky se udávají ve firemní literatuře jako $NPSH_R - Q$ křivka. Tato křivka je základ pro výběr vhodného čerpadla a optimální provoz čerpacího systému.

Při návrhu čerpadla musí platit nerovnoměrnost $NPSH_A > NPSH_R$. Při dodržení nerovnoměrnosti nedochází při provozu čerpadla k nežádoucímu provozu s kavitací. Oprava (umístění sací nádrže do větší výšky, zvětšení DN sacího řádu, výměna čerpadla) chybně navrženého čerpacího systému je velice nákladná. [1]

3.3.2 Účinnost čerpadla

Účinnost čerpadla je dána měřením výrobců nebo vědeckovýzkumných pracovišť. Více o měření účinnosti je v kapitole 5.4. [1]

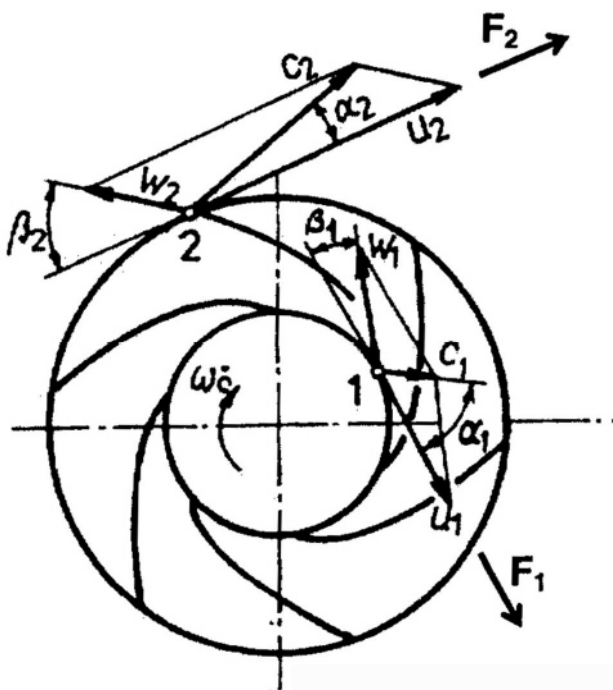
4 HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA

Jsou to čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie na potenciální. Dochází ke dvojí přeměně energie. Na vstupu dodává hnací motor mechanickou práci. Kapalině dodá rychlost a proudění. Mechanická práce se z části přemění na pohybovou energii. Posléze se ve výtlačném proudění přemění pohybová energie na potenciální energii. [1]

Mezi konstrukční parametry hydrodynamických čerpadel patří počet stupňů (jednostupňové, vícešupňové), poloha hřídele (horizontální, vertikální), skříň (radiální - kolmo k ose, axiální - rovnoběžně s osou), počet proudů v oběžném kole (jednoproudé, dvouproudové). [1]

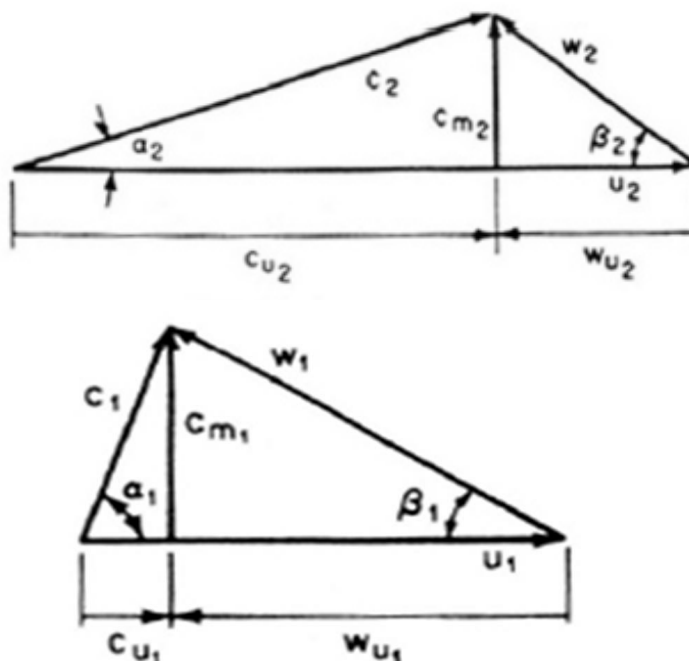
4.1 EULEROVA PRACOVNÍ ROVNICE

Pracovní prvek hydrodynamického čerpadla je oběžné kolo. Na oběžném kole sledujeme tok částice kapaliny od vstupu na lopatku až po výstup z čerpadla. Dráha každé částice musí být stejná s tvarem lopatky. Hybnost proudu kapaliny ovlivňuje silový mechanický účinek zakřivené lopatky. Proces probíhá nepřetržitě, kanály oběžného kola jsou trvale spojeny se vstupem a výstupem. [1]



c - rychlost absolutní vůči pevnému prostoru, w - rychlost relativní vůči oběžnému kolu,
u - rychlost unášivá

Obr. 11. - rychlosti proudění kapaliny v oběžném kole [3]



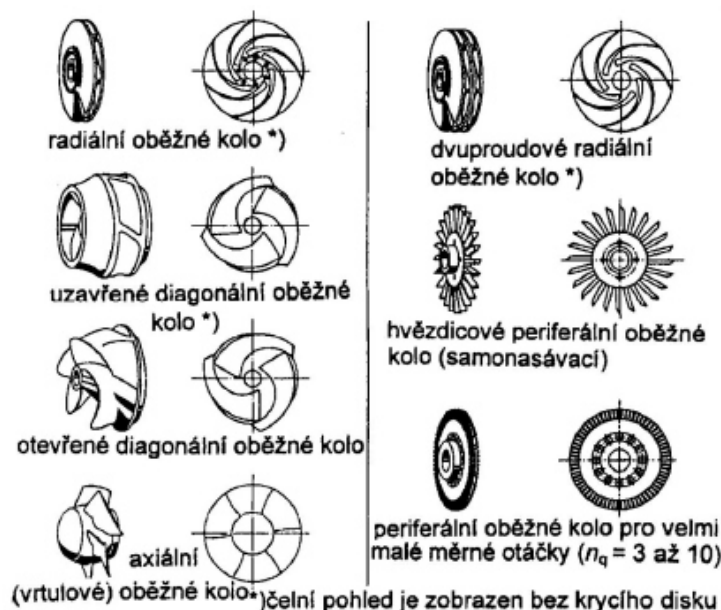
Obr. 12. - schéma výstupních a vstupních rychlostí [3]

4.2 OTÁČKY A MĚRNÉ OTÁČKY

Volba pohonu souvisí s volbou otáček. Pohonem nejčastěji bývá asynchronní elektromotor. Méně často se jako pohon používá turbína nebo spalovací motor. Čím vyšší otáčky, tím menší bude rozměr čerpadla. Z toho důvodu odstředivá čerpadla vytlačila čerpadla pístová. [1]

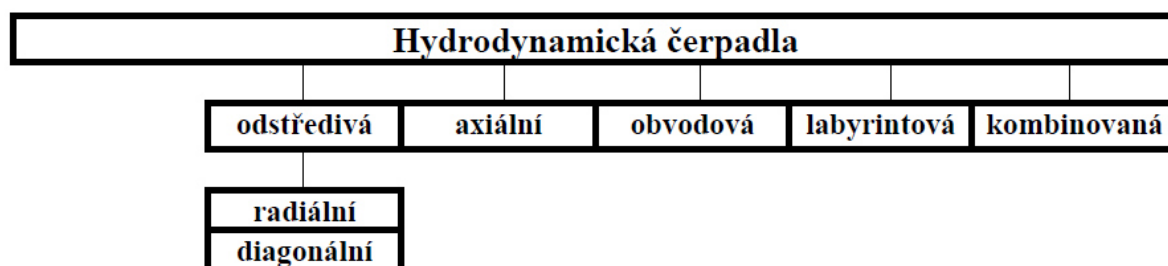
Pro porovnání kritérii slouží měrné otáčky n_q čerpadla. Umožňují nám srovnat čerpadla různých velikostí podle parametrů, jako je průtok, dopravní výška a otáčky. Díky měrným otáčkám můžeme čerpadlu přiřadit optimální typ oběžného kola, aby mělo největší účinnost. Jsou definovány jako geometrická, kinematická a dynamická podobnost obou srovnávaných čerpadel. [1]

$$n_q = n \cdot \frac{Q_{opt}^{0,5}}{H_{opt}^{0,75}} \cdot \frac{H_{1opt}^{0,75}}{Q_{1opt}^{0,5}} = n \cdot \frac{Q_{opt}^{0,5}}{H_{opt}^{0,75}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (16)$$



Obr. 13. Tvary oběžných kol hydrodynamických čerpadel na čistou vodu [3]

4.3 TYPY HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL



Obr. 14. Rozdělení hydrodynamických čerpadel [12]

4.3.1 Podle proudění kapaliny

- odstředivá - jsou to lopatková čerpadla, která vodu dopravují točivým pohybem. Točivý pohyb vytváří oběžné kolo. Dělí se na radiální a diagonální. V případě radiálního čerpadla se kapalina dostává na oběžné kolo rovnoběžně s osou a vystupuje z něj kolmo k ose. V diagonálním čerpadle přichází kapalina na oběžné kolo rovnoběžně s osou a odchází šikmo k ose. [1]
- axiální - patří mezi lopatková vrtulová čerpadla, kdy kapalina vstupuje a vystupuje z oběžného kola rovnoběžně s osou. [1]
- obvodová - nazývají se taky vířivá. Čerpaná kapalina je v kontaktu s oběžným kolem jen na části obvodu. [1]
- labyrintová - kapalina se pohybuje ve směru mezer mezi rotorem a statorem, kde se zvyšuje tlak. [1]
- kombinovaná- kombinace více čerpadel v paralelním nebo sériovém zapojení čerpadel [1]

4.3.2 Podle konstrukce statoru

- se spirální skříni jednoduchou nebo dvojitou
- s kruhovou skříni
- članková

4.3.3 Podle činné části rotoru

- jednakanálové, vícekanálové
- jednolopátkové, vícelopátkové
 - zavřené, polootevřené, otevřené
 - s rovnými, s rovinně zakřivenými, s prostorově zakřivenými lopatkami
 - s pevnými, s nastavitelnými, natáčivými lopatkami
 - jednostranným, oboustranným vstupem

4.4 PŘÍZPŮSOBENÍ ČERPADLA SKUTEČNÝM PROVOZNÍM POŽADAVKŮM

Čerpadlo pracuje převážně v provozním režimu. Mezi provozním a optimálním režimem jsou nesrovnalosti. Nesrovnalosti mohou vznikat z různých důvodů. Jedním z důvodů může být, že z řady čerpadel nebylo možno vybrat správné čerpadlo. Čerpadla jsou typově řazena podle dopravní výšky a průtoku. Pokud se např. nestanovila se správně dopravní výška potrubního systému, čerpadlo pak nepracuje v optimu, ale vpravo / vlevo od optima. Důvodem jsou předimenzované / poddimenzované ztráty v potrubí. Důsledkem je, že čerpadlo čerpá větší/menší průtok než je průtok požadovaný. Příčinou je zvolení příliš velkého / malého čerpadla z typové řady. [1]

4.4.1 Úprava oběžného kola

Upravit oběžné kolo se dá stočením vnějšího průměru. Když se zmenší průměr oběžného kola D , trvale se sníží výkon radiálního nebo diagonálního čerpadla. Průměr se může zmenšit jen tak, aby se v radiálním směru od obvodu lopatky ještě vzájemně překrývaly. Výrobci tyto možnosti uvádí v typovém listu. Oběžná kola, která jsou odlévána z tvrdých materiálů, oběžná kola svařovaná z plechů z ušlechtilé oceli, jednakanálová kola a hvězdicová se stáčet nesmí. U vícestupňových čerpadel se mohou stáčet jen lopatky. Další možnost úpravy u vícestupňových čerpadel je taková, že se demontuje jeden stupeň a nahradí se dvěma koncentrickými válcovými pouzdry. [1]

$$D_r \approx D_t \cdot \sqrt{\frac{Q_r}{Q_t}} \approx D_t \cdot \sqrt{\frac{H_r}{H_t}} \quad [-] \quad (17)$$

4.4.2 Úprava výstupního elementu lopatky

Zvýšit dopravní výšku u radiálních čerpadel můžeme podpilováním lopatek, které jsou na podtlakové straně dozadu zakřivené. Tato úprava je nenáročná. Sníží se hydraulická ztráta náhlým rozšířením průtočného průřezu. [1]

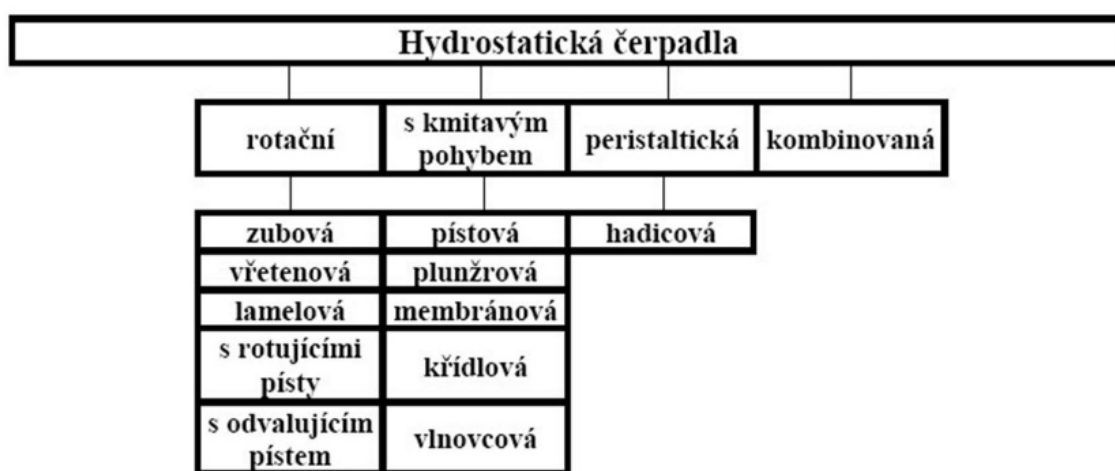
4.5 ODSŤŘEDIVÁ ČERPADLA JAKO MIKROTURBÍNY

Díky přeměně energie můžeme využít hydraulická čerpadla jako turbíny. Vhodné k tomu jsou čerpadla odstředivá malých a středních výkonů, u kterých nedochází k snížení účinnosti. Sériově vyráběná hydrodynamická čerpadla se využívají jako malé vodní turbíny. Využívají se zde pro svoji nízkou cenu. Nevýhodou odstředivých čerpadel je rozdílné dimenzování lopatkových mříží a rozvaděče než u turbín. Nedosahují proto účinnosti turbín, způsobují strmý pokles účinnosti v provozních průtocích. Při využití čerpadla jako turbíny se musí zaměnit smysl otáčení a smysl průtoku. [1]

5 HYDROSTATICKÁ ČERPADLA

Hydrostatickým čerpadlům se také říká objemová čerpadla. Dochází k přímé přeměně mechanické energie na energii hydraulickou. Pracovní element tlačí přímo na kapalinu a vzniká tlaková energie. Pracovní element může být například píst. Využívají se v oblasti vysokých tlaků při dopravě kapalin, při dopravě viskózních kapalin, při dopravě vysoce koncentrovaných kalů a v oblasti přesného dávkování kapalin. Hydrostatická čerpadla dosahují výkonů v řádech MW a tlaků v 10^3 MPa. Pracovní prvek pro největší tlaky je válcový píst s přímočarým pohybem. Provedení s rotačními písty se používá pro střední a nízké tlaky. Jsou relativně malých rozměrů a hmotností. Je možnost libovolných změn otáček. Čerpadla se využívají k vyvození velkých sil a momentů. [1][2]

5.1 ROZDĚLENÍ HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL



Obr. 15. Rozdělení hydrostatických čerpadel [12]

5.2 VLASTNOSTI HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL

Průtok hydrostatických čerpadel je nezávislý na dopravní výšce H . Tlak čerpadla se podřizuje odporu potrubního systému. Průtok se prakticky nemění. Zmenšuje se pouze o netěsnosti mezi pístem a válcem čerpadla. Charakteristika u hydrostatického čerpadla bývá tvrdá. Na výtlaku musí být čerpadlo chráněno pojistným ventilem proti nadměrnému vzrůstu tlaku. U hydrodynamického čerpadla je rychlost kapaliny konstantní a průtok je stálý. U hydrostatického čerpadla je vstupní rychlost periodicky proměnná. Je proměnná z důvodů opakovaného zaplňování a vyprazdňování pracovního prostoru. Tlak i průtok jsou pulzující. [1]

V lopatkových mřížích u hydrodynamického čerpadla klesá účinnost na obě strany strměji od optimální hodnoty než u hydrostatického čerpadla. U hydrodynamického za pokles můžou ztráty neuspořádaného proudění, u hydrostatického mají vliv průsaky. [1]

5.3 TYPY HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL

5.3.1 S kmitavým pohybem

V čerpadlech s kmitavým pohybem se kapalina přemísťuje přímočarým vratným pohybem pracovního prvku. Pracovní prvek může být tvořen pístem, plunžrem nebo membránou. Kmitáním prvku dochází ke střídavému spojení pracovního prostoru se sacím a výtlačným potrubím. Kmitavým pohybem dochází ke střídavému cyklu saní a výtlačku kapaliny. [16]

Pístová čerpadla

Patří mezi nejpoužívanější typ hydrostatických čerpadel. Znečištěné a nemazivé kapaliny nesmí přijít do styku s olejem, který má mazací funkci. Pro zabránění styku kapaliny z pracovního prostoru do mazané hnací části se dosáhne oddělením mechanické a hydraulické části čerpadla. V případě, kdy je povolen průsak, vloží se hydraulická část do mechanické a vznikne celistvý monoblok. [15], [16]

Plunžrová čerpadla

Plunžrová jsou podobná pístovým čerpadlům. Pracovním prvkem je plunžr. Plunžr je delší štíhlý kovaný válec z oceli s přísadou Cr, Ni, Mo. Má povrch velice tvrdý a vyhlazený do lesku. Umožňují čerpat znečištěnou a agresivní kapalinu. Dodávají kapalinu nerovnoměrně, z důvodu střídání sacího a výtlačného cyklu. V potrubí probíhají tlakové pulsace. [15], [16]

Membránová čerpadla

Čerpadla pracují pomocí membrány. Membrána může být válcová nebo kruhová, která je upevněná na obvodu k tělesu čerpadla. Materiál, z kterého je membrána, závisí na teplotě, tlaku a agresivitě čerpané kapaliny. Membrány mohou být z chromniklové oceli s přísadami titanu, z plastických látek a pryže. Membrána odděluje hydraulický prostor od prostoru s mechanickými částmi. [15], [16]

Vlnovcová čerpadla

Kapalina se dopravuje pomocí osového pohybu teflonového nebo tantalového vlnovce z oceli. Používají se v nízkotlakých hydraulických systémech pro dopravování kapaliny. Nejsou vhodné pro kapaliny, kde je obsah pevných částic. [16]

Křídlová čerpadla

Čerpadla pracují pomocí křídla. Pohyb křídla je vyvozen ručním pohonem. Využívají se pro čerpání benzínu, nafty, lihu a ostatních kapalných paliv olejů, dehtu i horké a studené vody. [16]

5.3.2 Rotační hydrostatická čerpadla

Pracovní prvky rotačních čerpadel konají spojitý rotační pohyb. Neustále mění velikost pracovního prostoru a posunují kapalinu z nasávacího prostoru do výtlačného.

V těchto čerpadlech je uzavírací prvek zároveň pracovní prvek čerpadla. Pracovním prvkem může být zub, rotační píst, lamela. Kapalina se dodává rovnoměrně. Čerpadla jsou vhodná pro vyšší otáčky, tím je možné spojení s elektromotorem. Využívají se pro menší dopravované množství a vysoké tlaky. Vhodné čerpané kapaliny jsou oleje ve vysokotlaké hydraulice. [16]

Zubová čerpadla

Patří mezi nejstarší a nejrozšířenější rotační čerpadla. Jsou často využívána pro jednoduchou konstrukci a možnosti použití. Mají vysokou spolehlivost, životnost a samonasávací schopnost. Nepoužívají se k čerpání málo mazivé kapaliny s tvrdými částicemi. [16]

Vřetenová čerpadla

Pracovním prvkem jsou vřetena, která oddělují nasávací a výtlačný prostor. Pohyb dopravované kapaliny od sání do výtlačku je ve směru otáčení vřetena. Výhodou čerpadla je tichý chod, protože nedochází ke stlačení kapaliny. Kapalina se dodává v rovnoměrném množství, což zabraňuje k vzniku tlakových pulsací ve výtlačném potrubí. [15], [16]

Lamelová potrubí

Mají větší geometrický objem při stejných větších rozměrech. Lamelová potrubí mají jednoduchou konstrukci. Čerpadlo využívá tři hlavních části statoru, rotoru a lamely. Stator bývá kruhového tvaru. Rotor je vložen v statoru. Lamely jsou desky umístěny v drážkách rotoru. Lamely mají těsnící a pracovní funkci v rotoru, ve statoru pouze těsnící. Jsou vhodné k čerpání mazivé a málo viskózní kapaliny. [15], [16]

S rotačními písty

Říká se jim taky vačková nebo nožová. Mají malý počet zubů v bezdotykovém provozu, který umožňuje pracovat za sucha. Každý píst je spojen s hřídeli. Jedna hřídel je hnací a druhá hnaná. Pro čerpání horkých médií, které s klesající teplotou tuhnou, musí být plášť tělesa vyhříváný. [16]

5.3.3 Peristaltická hadicová čerpadla

Vypadají jako bezventilová varianta membránových čerpadel. Kapalina je čerpána uvnitř pružné hadice. Hadice může být plastová nebo pryžová. Kapalina se nestýká s kovovými prvky čerpadla. Využívá se toho při čerpání kapalin v chemickém, potravinářském a farmaceutickém průmyslu. Hadice kopíruje tvar statoru. Otáčením rotoru se kapalina v hadici posouvá ve směru otáčení postupně k výtlačku. Mají dobrou samonasávací schopnost. Změnou směru otáček se změní směr proudění kapaliny. [16]

5.4 ZNAKY HYDROSTATICKÝCH ČERPADEL

5.4.1 Účinnost hydrostatických čerpadel

Účinnost čerpadel je závislá na ztrátách, které vznikají při čerpání kapaliny. Ztráty můžou vznikat z důvodu výrobních nepřesností, třením součástí atd. Dochází k hydraulickým, objemovým, a mechanickým ztrátám. [17]

Hydraulické ztráty jsou třecí a místní. Vlivem těchto ztrát vznikají ztráty tlakové v pracovním prostoru čerpadla. Z toho plyne, že dodávaný tlak je menší než teoretický tlak. Hydraulická účinnost se počítá podle rovnice (18). [17]

$$\eta_h = \frac{p_{sv}}{p_t} \quad [-] \quad (18)$$

K objemovým ztrátám dochází únikem čerpané kapaliny z pracovního prostoru. Únik kapaliny nastává příčinou netěsností a výrobních nepřesností. Rovnice (19) je rovnicí objemové účinnosti.

$$\eta_v = \frac{Q}{V_g \cdot n} \quad [-] \quad (19)$$

Mechanické ztráty zahrnují veškeré ztráty související s mechanickým namáháním. Můžou to být ztráty od tření v ložiscích, ucpávkách, atd.

$$\eta_m = \frac{Ph}{P} \quad [-] \quad (20)$$

Celková účinnost je součin všech účinností. Největší podíl má objemová a mechanická. Hydraulickou účinnost většinou zanedbáváme.

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad [-] \quad (21)$$

6 KALOVÁ ČERPADLA

Doprava znečištěných kalových vod je náročnější než doprava čisté kapaliny. Pevnou fází může být substrát, který je vytvořen z částic různých tvarů a velikostí. Kapalina může obsahovat vlákna a ty se mohou zachytávat na lopatkách oběžného kola. Tím může dojít k ucpání čerpadla. [1]

Kalová čerpadla lze opět rozdělit na kalová čerpadla objemová a odstředivá. Je důležité stanovit měrnou energii stejně jako u vod čistých. [13]

6.1 OBJEMOVÁ KALOVÁ ČERPADLA

Objemová kalová čerpadla patří mezi čerpadla hydrostatická. Objemová čerpadla mají větší účinnost než odstředivá. Při čerpání nestlačitelné kapaliny vzniká na čele pístu čerpadla a čele válce škodlivý prostor. Škodlivý prostor je tvořen zdvihovým objemem. [13]

$$V_g = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot s \approx d^3 \quad [\text{m}^3] \quad (22)$$

V_g - zdvihový objem $[\text{m}^3]$

d - průměr $[\text{m}]$

s - zdvih pístu $[\text{m}]$

Potom platí, že mechanická energie se rovná:

$$E_m = V_g \cdot \Delta p \quad [\text{J}] \quad (23)$$

V_g - zdvihový objem $[\text{m}^3]$

Δp - změna tlaku $[\text{Pa}]$

6.1.1 Používané typy čerpadel

Pístová čerpadla jsou vhodná pro suspenze do průměru částic $d = 0,15 \text{ mm}$. Používá se pohon hydraulický nebo mechanický přes klikovou hřídel. Pístové čerpadlo je schopné čerpat pastovité suspenze o objemové koncentraci $C_v = 0,45$. Čerpadlo bývá nízkootáčkové a transformace rotačního pohybu na přímočarý se provádí pomocí klikové hřídele. Hnací část čerpadla je navržena na maximální sílu s konstantním zdvihem. Píst a válec mají různý průměr a dají se vyměnit. Tímto můžeme umožnit různé dopravní tlaky. Čerpadla se provádějí horizontální. Pohon čerpadel se řeší elektromotorem nebo spalovacím motorem. Převodovkou nebo klínovým řemenem se propojí motor a čerpadlo. Životnost těchto čerpadel je až 1 000 provozních hodin. Na sací a výtlačné potrubí čerpadla je nutné umístit vzdušníky. V potrubí vznikají tlakové pulzace a vzdušníkem dojde k jejich snížení. [13]

Technické parametry:

otáčky: $60 [\text{min}^{-1}]$

provozní tlak: $7 - 12 [\text{MPa}]$

objemový průtok: až $0,14 [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

příkon: až $1,5 [\text{MPa}]$

objemová účinnost 0,95 - 0,98 [13]

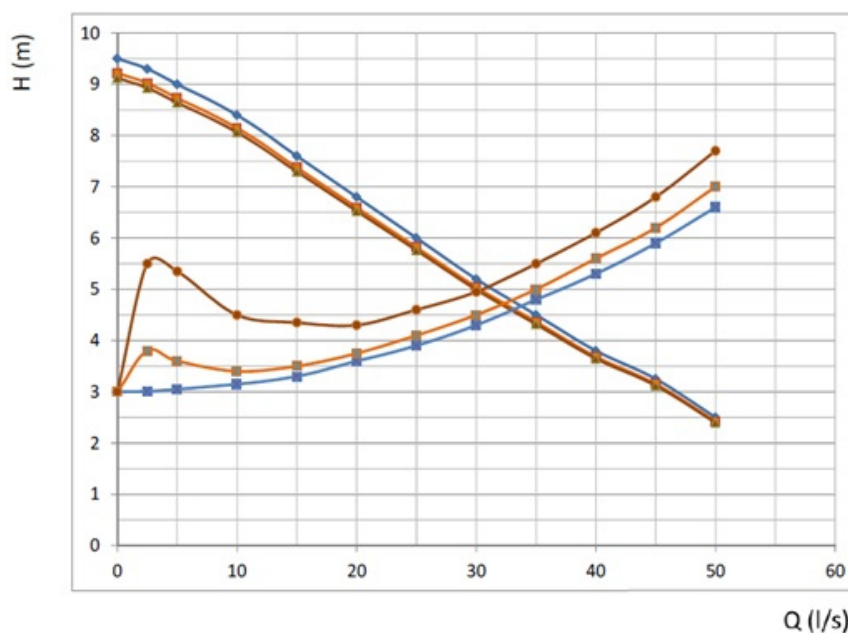
Membránová čerpadla se vyrábí v kombinaci s pístovým čerpadlem s elektromotorem s převodovkou. Využívá se regulace otáček pomocí frekvenčního měniče. Suspenze je od vody oddělena membránou. Pístové čerpadlo vede pouze vodu bez pevných částic. Používají se pro nejruznější jemnozrnné suspenze. Průměr částic a objemové koncentrace je stejná jako u pístových čerpadel. Technické parametry jsou shodné s pístovými. [13]

Hadicová čerpadla se využívají při dopravě betonu. Čerpadlo nemusí mít žádné ventily na sání ani výtlačku. Pro dopravu betonu se čerpadla aplikují na automobilové podvozky.[13]

Archimédovo čerpadlo používá se i označení šroubové čerpadlo. V principu je to šroub uložený ve žlabu. Je vhodné ho použít ve vodárenství, kde jsou malé dopravní výšky a voda obsahuje pevné částice. [13]

6.2 ODSŘEDIVÁ KALOVÁ ČERPADLA

Kapalina v odstředivých čerpadlech má spojitý proud. Čerpadla mají vyšší otáčky, důsledkem toho mají menší rozměry a hmotnost. Při čerpání suspenzí je těžší určit charakteristiku kalového čerpadla. Čerpáním suspenze dochází k větším ztrátám. Každé složení suspenze má jiné ztráty a jinou charakteristiku. Z toho důvodu nejsou schopni ani výrobci čerpadel určit upravenou charakteristiku. Výrobci zveřejňují pouze charakteristiky pro čistou vodu. Charakteristiky se musí přepočítávat. Z experimentálních měření víme, že pokles měrné energie a účinnosti čerpadla je závislý na růstu koncentrace a hustoty suspenze. Výpočet je uveden v odstavci 6.3. V praxi se používá pravidlo snížení pracovní charakteristiky o tolik procent, kolik procent znečištění má čerpané medium. Výkon na hřídeli se zvýší o tolik procent, kolik procent znečištění má čerpané medium. Na výtlačném potrubí může být požadován ventil. Ventil má zabránit proudění kalů zpět přes čerpadlo v případě zastavení čerpadla. [13], [33], [35]



Modrá křivka znázorňuje čistou vodu. Čím tmavší křivka, tím více znečištěný kal.

Obr. 16. Vliv různého znečištění kalů na charakteristiky[33]

Odstředivým hydrodynamickým čerpadlům se také říká bagrovací čerpadla. Tato čerpadla se používají velmi často. Hlavními důvody jejich používání je jednoduchá konstrukce, nenáročná obsluha a spolehlivý provoz. Provádí se jako vertikální i horizontální. Využívají se pro průtoky do $5\,000\text{ m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$ a pro měrné energie do $1200\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$. Dle čerpané suspenze se volí materiál čerpadla. Plastové kalové čerpadlo je vhodné pro jemné materiály do zrnitosti $0,15\text{ mm}$. Pogumované čerpadlo umí čerpat i ostrohranné částice do 4 mm . Křemenný písek dokáže čerpat kalové čerpadlo z tvrdé litiny. [13], [31]

6.3 PÁDOVÁ RYCHLOST

Pevné látky se čerpají o to lépe, čím je menší jejich pádová rychlost a čím je větší rychlost proudění suspenze. Výpočet pádové rychlosti se může provést pouze za idealizovaných podmínek a předpokladů.

$$w = \sqrt{\frac{4g \cdot d}{3c_{xo}} \cdot \frac{\rho_s - \rho_v}{\rho_v}} \quad [-] \quad (24)$$

w - pádová rychlost kulové částice	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
g - zemské zrychlení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
d - průměr kulové částice	$[\text{m}]$
c_{xo} - součinitel hydraulické odporu kulové částice	$[-]$
v_v - kinematická viskozita kapaliny	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$
ρ_s - hustota pevné fáze	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
ρ_v - hustota kapaliny	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$

Pádovou rychlost snižuje rozměr potrubí vzájemným ovlivňováním sousedních částic a podíl pevných částic v suspenzi. V rovnici (24) je zahrnut ideální tvar částic, tj. kulový. V reálných případech je tvar nepravidelný a těžko odhadnutelný. Složitě je i odhadnutí vlivu velikostí zrn. Pevnou fázi tvoří zrna různého průměru. V praxi se používá jako velikost zrna průměr částice odpovídající 50 % hmotnostního podílu. Tento podíl se označuje jako d_{50} . Ze všech těchto odhadů a idealizování je zřejmé, že nelze stanovit přesnou prognózu vlivu pevných částic na proudění. Návrh dopravního systému řeší odborníci se zkušenostmi. [1]

6.3.1 Vliv pevných částic

V potenciálním silovém poli oběžného kola se pevné částice chovají jinak než částice vody. Pevná fáze do sebe navzájem naráží, naráží i do stěny kanálů. Takto snižují dopravní výšku, která je vyrobená v oběžném kole o hodnotu ΔH . Snižování dopravní výšky se dá odhadnout pomocí rovnice:

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{C_T}{\psi} \cdot \sqrt[3]{Re_w} \cdot \left(\frac{11,8}{n_q} \right)^3 \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_v} - 1 \right) \quad [-] \quad (25)$$

ψ - tlakové číslo

[-]

n_q - měrné otáčky

[min⁻¹]

C_T - objemová dopravní koncentrace za pohybu

[-]

Při čerpání suspenze dochází k přírůstku tlaku:

$$\Delta p = \rho_m \cdot g \cdot (H - \Delta H) \quad [\text{Pa}] \quad (26)$$

ρ_m - střední hustota hydrosměsi

[kg.m⁻³]

H - dopravní výška

[m]

ΔH - snížení dopravní výšky

[m]

Δp - tlak

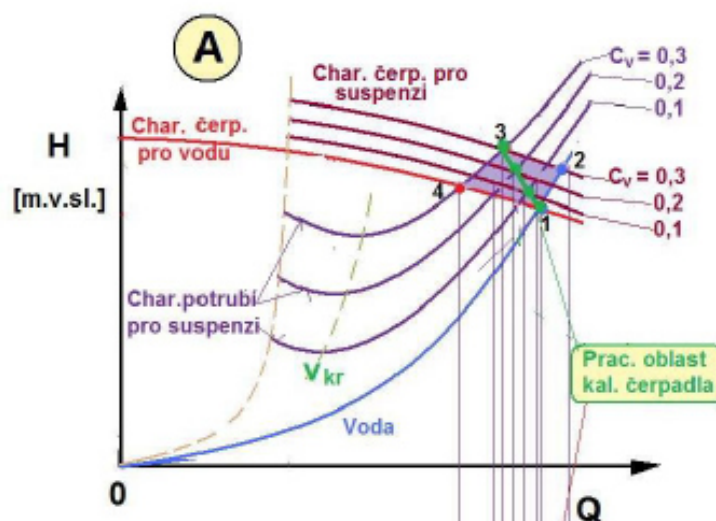
[Pa = N.m⁻²]

Přírůstek tlaku ovlivňuje střední hustota suspenze, která se zvyšuje podílem pevné fáze a snížená dopravní výška. Tyto dva jevy působí navzájem opačně. Proto se nedá předem říct, zda charakteristika Δp - Q bude pod nebo nad charakteristikou pro čistou vodu. Těžké jemnozrnné suspenze způsobují zvýšení tlakové charakteristiky. Jsou to například rudy. U lehkých substrátů, do kterých řadíme uhlí, dochází ke snížení tlaku. [1]

Při proudění hrubozrnné suspenze klesá rychlost proudění. Stále více pevných částic ve vodorovném potrubí klesá a usazuje se u dna. V důsledku toho se zvětšuje odpor proti průtoku suspenze. Proto má charakteristika potrubí neobvyklý tvar. Minimální ztráty potrubního systému značí začátek sedimentace částic. Později může dojít i k nebezpečnému ucpání potrubí. Minimální ztráty se mohou považovat za spodní mezní kritickou rychlost hydrosměsi. Lepší a přesnější hodnoty získáme ze zkušeností s provozem a experimenty. [1]

Velký problém v komunálních vodách jsou vláknité zbytky textilií. Zbytky tvoří provazce v rotujících částech čerpadla, které mohou způsobit ucpání. Nejvhodnější pro čerpání vláknitých příměsí jsou oběžná kola jednokanálová, šroubová a vírová. Vrtulová oběžná kola nejsou vhodná, protože se vlákna zachycují na vstupní hraně, tím se narušuje funkce vztlačky lopatky. Zachycením vláken dochází k přetížení motoru. Opatření může být takové, že je vstupní hrana vrtule zaoblena dozadu. Vlákna jsou unášena k obvodu a tam rozřezána. Toto opatření se značí jako ECB - ever clean blade. Některé typy kalových čerpadel mají na sání řezací zařízení. Toto zařízení, ale zhoršuje sací schopnost čerpadla. [1]

6.3.2 Zásady při návrhu



Obr. 17. Charakteristika potrubí a kalového čerpadla [13]

Jak z obrázku vyplývá kalové čerpadlo má 4 provozní body. Bod 1 nastává při sepnutí čerpadla, kdy je v potrubí voda a čerpadlo čerpá vodu. V okamžiku kdy čerpadlo začne čerpat suspenzi přejde provozní bod na pozici 2. Když se do celého potrubí dostane suspenze přejde provozní bod na 3 pozici, kde se potkává charakteristika čerpadla i potrubí pro suspenzi. Po každém čerpání by se čerpadlo mělo proplachovat a vyčistit čistou vodou. V potrubí nesmí zůstat suspenze, aby nedošlo k jeho ucpání. V tu chvíli přejde pracovní bod na pozici 4. [13]

6.4 ČERPACÍ STANICE

Čerpací stanice je důležitou součástí hydraulické dopravy. Strojovna čerpací stanice musí mít zdvihací zařízení, vjezd pro nákladní automobil, místnost pro obsluhu. Provozní spolehlivost kalových čerpadel je ovlivněna složením čerpané kapaliny, čerpací stanice proto musí mít rezervní čerpadla. Rezerva bývá dle důležitosti čerpací stanice až 100%. Proudění v jímce musí být bez virů. Viry způsobují přísátí vzduchu a tím pulsaci průtoku. To má vliv na tvar jímky. Čerpadla se umísťují tak, aby hladina v jímce za provozu byla vždy výše než osa sání čerpadla. Objem sací jímky se navrhuje na minimální výšku hladiny čerpadla. Při čerpání suspenzi se nedoporučují pravoúhlé sací jímky. V rozích jímky zůstává materiál, proto mají sací jímky spádované dno. Pro promíchání objemu čerpací jímky se používají proplachovací ventily nebo trysky, které usazený materiál rozvíří. Proplachovací ventil přemění čerpadlo na výkonné míchadlo, které zajistí rozmíchání obsahu jímky. Zabraňuje se vytváření bahna na dně jímky a plovoucích škraloupů. [13][18]

Pro sací potrubí musí platit, že $v_s > v_{kr}$. Sací potrubí by se nemělo spojovat paralelně. U uzavíracích armatur po delší době používání dochází k netěsnostem. Na sací potrubí se osazuje T - kus, který má rychlouzávěr. Při ucpání potrubí slouží T - kus k vyčištění. Při průchodu sacího potrubí betonovou zdí, je vhodné opatřit jej gumovou membránou. Zabrání se tím vzniku poškození, při vibracích potrubí. [13]

Nejvhodnější pro čerpání je čtvercové provedení jímky přecházející u dna do kruhového tvaru. [13]

Kalové čerpadlo může být umístěno v mokré nebo suché jímce. Suchá jímka je náročnější na prostor, protože čerpadlo je mimo jímku. Výhodou je, že se čerpadlo a motor nemusí chránit proti vniknutí vody. Mokrý jímka ušetří prostor. Motor musí být těsný a upravený pro práci pod vodou. Ponorné čerpadlo je na výtlačné potrubí napojeno pomocí speciálního zámku. [13]

6.5 APLIKACE KALOVÝCH ČERPADEL

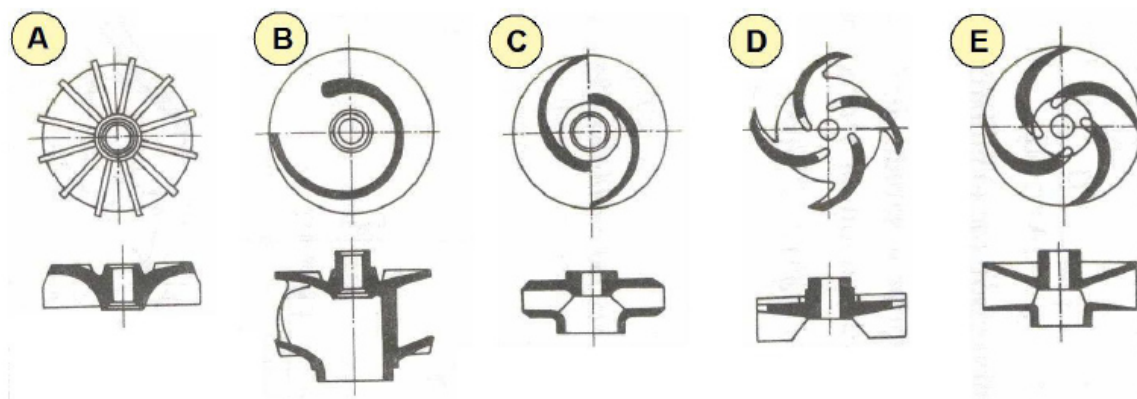
Čerpadla se používají v chemickém průmyslu, zemědělství, energetice, vodárenství. Kalové čerpadlo 250 NBA - fy Sigma se používá při hydraulickém odstruskování na elektrárnách. Čerpadlo je provedeno vertikálně s dělenou spirálovou skříní. Oběžné kolo, spirála, disky a sací nátrubek je vyroben z otěruvzdorné ocelolitiny. Čerpadlo má maximální průměr oběžného kola 605 mm. Má tři lopatky a šířka kanálu 80 mm dokáže přečerpávat suspenzi do zrnitosti 60 mm. [13]

Kalové čerpadlo s otevíracím víkem fy Wilfley typ K má sací víko uloženo na závěsech. Proto je možné jej otevřít. Toto provedení zkrátí dobu výměny oběžného kola. Ucpávka musí utěsnit podtlak na sání. [13]

Čerpání suspenze ze stavebních jímek umožní ponorné čerpadlo. Čerpadlo se volně postaví na dno jímky. Výtlak je proveden pomocí hadice nad hladinu. Oběžné kolo mají otevřené. Čerpadlo je zavěšené na laně a má kabel odolný vodě. [13]

7 POROVNÁNÍ KALOVÝCH ČERPADEL

Pro čerpání suspenzí musí být oběžné kolo upraveno. Je důležité aby mělo široké kanály, u kterých by nedocházelo k ucpání. Má menší počet lopatek 1 - 5. Oběžná kola bývají v uzavřeném, polouzavřeném a otevřeném provedení. Provedení závisí na zrnitosti suspenze. Z důvodu nízkých otáček jsou kola radiální. Oběžná kola jsou nejvíce poškozována abrazí. Zvolení vhodného materiálu oběžného kola prodlouží jeho životnost. Vyrábějí se nejčastěji z ocelolitiný s přídavkem chromu a niklu. Tento materiál umožňuje opravu navařením. Pro měkké suspenze je oběžné kolo pogumováno. [13]



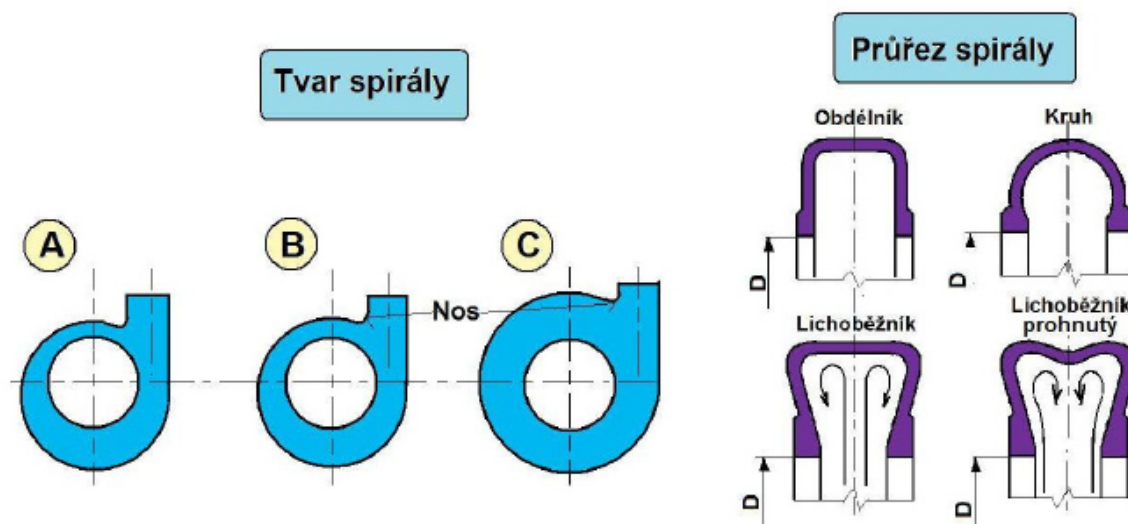
A - vírové kolo, B - jednokanálové uzavřené kolo, C - dvoukanálové kolo, D - otevřené kolo se čtyřmi lopatkami, E - oběžné kolo s ejektorovými kanály

Obr. 18. Oběžná kola čerpadel [13]

Kalová čerpadla jsou většinou vyráběna jako jednostupňová. Z toho důvodu se oběžná kola vyrábějí jako spirála. Vhodný průřez spirály pro kalové čerpadlo je lichoběžníkový nebo lichoběžníkový prohnutý. Výhoda tohoto průřezu je snížená abraze. Spirála je nejvíce opotřebovaná část. Konstrukce se musí přizpůsobit časté výměně spirály. Využívají se rychlošrouby. [13]

Tab. 1 Porovnání kalových čerpadel

oběžné kolo	vlastnosti	parametry	použití
vírové	pevné částice míjejí stěny	do otáček 3000 / min	kaly s hrubými, pevnými částmi
	oběžné kolo se málo opotřebuje		
jednokanálové uzavřené	vstupní hrana zaoblena velkým poloměrem	částice 80 - 100 mm	kaly s velkými, tuhými částmi
	od sacího po výtlačný přípoj stejný průřez	dopravní výška do 4 barů	
dvoukanálové uzavřené	vyvážení čerpadla jednoduché	otáčky 1000 - 1450 / min	vláknité kaly
			kaly s menšími pevnými částmi
otevřené	snadné čištění a výměna	velké množství kombinací	struska
	motor chráněn proti vniknutí vody		kašovitě směsi
	kabel voděodolný		agresivní kaly
šroubové	náhrada vodních kol	průměr do 4 m	vyrovnání geodetických rozdílů hladin
	ekologicky nezávadné	průtok do 5,5 m ³ .s ⁻¹	
	nepoškozuje ryby	měrná energie 70 J.kg ⁻¹	husté kaly
	velká životnost		
	nenáročná údržba	otáčky do 1450 / min	
řezací	vysoká dopravní výška	rotující nůž má 4 břity	splaškové vody v malých obcích
	velké dopravní vzdálenosti		tlaková kanalizace
N technologie	samočisticí funkce	nízká kapacita	náročné podmínky
		průtok 100 l.s ⁻¹	
	nesnižuje účinnost	výkon 7,4 kW	
		střední kapacita	vláknité kaly
	možnost i s řezacím zařízením	průtok 500 l.s ⁻¹	
		výkon 105 kW	
	materiál: tvrzená litina, Hard - Iron	vysoká kapacita	
		průtok 1000 l.s ⁻¹	
		výkon 310 kW	



A - klasická spirála, B - pseudocentrická, C - centrická

Obr. 19. Spirály kalových čerpadel [13]

Ucpávka je vyrobena z pletených konopných provazců do čtverce. Ucpávka musí být proplachovaná vodou, která zvýší její životnost. Tlak čisté vody musí být větší než je tlak v čerpadle. Ucpávky mohou být také mechanické, které mají různé provedení. [13]

7.1 VÍROVÉ OBĚŽNÉ KOLO

Vírové oběžné kolo je vhodné pro čerpání kalů s hrubými pevnými částmi. Kolo není citlivé na plyny v kapalině. Díky vířivému pohybu, které čerpadlo udává kapalině, pevné částice míjejí stěny a kanály oběžného kola. Oběžné kolo se málo opotřebovuje. Je vhodné použít pro otáčky až do 3000 / min. Je schopné přecerpat částice tak velké, jak je velká výtlačná příruba. Zřídka se používá pro čerpání kalů z důvodu zanášení. Při zvyšování průtoku se zvyšuje spotřeba energie. [21], [22], [35]

7.2 JEDNOKANÁLOVÉ UZAVŘENÉ ČERPADLO

Jednokanálové uzavřené kolo má průtočný průřez vhodný pro průchod velkých tuhých částí obsažených v kapalině. Oběžné kolo zvládne čerpat částice o průměru 80 - 100 mm. Vstupní hrana je vyhlazena a zaoblена velkým poloměrem. Takto upravená vstupní hrana usnadňuje průchod vláknitých kalů. Čerpadla se používají pro dopravní výšku do 4 barů. Čerpadla mají stejnou průchodnost od sacího po výtlačný přípoj. Většinou mívají nižší účinnost než vícekanálová čerpadla. Oběžné kolo je excentrické a proto je čerpadlo dynamicky nevyvážené. Využívají se pro otáčky 1000 / min, maximálně pro 1450 / min. Firma Grundfos nabízí oběžné kolo, které je rozšířeno o pomocné lopatky. Díky lopatkám nezůstávají žádné pevné části mezi oběžným kolem a skříní čerpadla. [19], [21], [22]

7.3 DVOUKANÁLOVÉ UZAVŘENÉ ČERPADLO

Dvoukanálové uzavřené kolo je vhodné pro kaly a hydraulické směsi s menšími pevnými částmi. Dokáže dopravovat např. strusku. Používají se pro dopravní výšku do 10 barů. Průchodnost oběžného kola má vliv na průchodnost čerpadla. Je možné využití

ve vyšších otáčkách, protože vyvážení čerpadla je jednoduché. Čerpadla pracuje až s 80 % účinnosti. [21],[22]

7.4 OTEVŘENÉ OBĚŽNÉ KOLO

Otevřené kolo je vhodné pro čerpání kašovitých směsí, které obsahují plynné příměsi. Z důvodu snadného čištění a výměny je kolo otevřeno. Otevřené kolo pracuje na stejném principu jako odstředivá čerpadla. Nejčastější čerpadla s otevřeným oběžným kolem jsou ponorná. Motor takového čerpadla je chráněn proti vniknutí vody a kabel musí být odolný proti vodě. Ponorné čerpadlo se konstrukčně navrhuje tak, aby se pro demontáž nemusela vyprazdňovat jímka. Používají se pro čerpání vod z vrtů, studní a stavebních jam. Pro čerpání agresivních kalů a odpadní vody se používá nerezové oběžné kolo. [21],[25]

7.5 ŠROUBOVÉ ČERPADLO

Šroubové, nebo také šnekové čerpadla mají závitové vřetenno, které je umístěno v polootevřeném žlabu. Použití takového čerpadla je u vyrovnání geodetických rozdílů hladin kapaliny. Jsou náhradou vodních kol. Jsou vhodné pro dopravu hustých kalů s pevnými příměsemi. Šnekové oběžné kolo je ekologicky nezávadné, protože nepoškozují ryby při průchodu strojem, mají velkou životnost a nejsou náročné na údržbu. Největší vyráběné oběžné kolo je o průměru 4 m. Používají se pro průtok až $5,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a měrnou energii $70 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Jednovřetenové čerpadlo s oblým závitem statoru a rotoru se používá pro tlaky do 4 MPa pro viskózní kapaliny s pevnými příměsemi, jako je malta. Používá se až do otáček 1450 / min. [21], [22]

7.6 ŘEZACÍ ČERPADLA

Řezací čerpadlo je navrženo na čerpání splaškové vody v malých obcích nebo v řídcích osídlených lokalitách. Díky vysoké dopravní výšce čerpadel jsou čerpadla schopná čerpat vodu i na velké vzdálenosti. Jsou vhodná pro tlakovou kanalizaci. Rotující nůž, který má čtyři břity se otáčí ve stacionárním tělese řezáku, který je opatřen vertikálními ostrými otvory. Rozřezané měkké předměty ostrý závit vtahuje do hydraulického prostoru k oběžnému vířivému kolu. Není vhodné pro čerpání kalů s tvrdými a abrazivními částicemi. Může dojít k otupení řezacího zařízení. Požadovaný výkon motoru je zpravidla vyšší než u jiných odstředivých čerpadel ve srovnatelných bodech. Taková to čerpadla mohou mít i hlučný provoz. [23], [31]

7.7 ČERPADLO S N TECHNOLOGIÍ

Čerpadla s touto technologií se používají v náročných podmínkách. Oběžné kolo má funkci samočisticí a díky tomu se v průběhu čerpání nesnižuje účinnost. Čerpadla se mohou instalovat do suché i mokré jímky. Funkci samočištění zabezpečuje sklon lopatek. Samočištění lze rozdělit na dvě fáze. Pokud v první fázi vniknou pevné objekty do čerpadla a projdou skrz oběžné kolo, zachytí se na přední hraně jedné z lopatek. Lopatky mají profil se sklonem vzad a díky tomu pevný objekt sklouzne k obvodu kola. V druhé fázi sklouzne pevný objekt podél konce lopatky kola do odlehčovací drážky. Pomocí naváděcího čepu se všechny pevné objekty vytlačí ven ze středu kola skrz odlehčovací drážku. [24]



Obr. 20. Fáze samočištění [24]

Hydraulické zařízení se dá přizpůsobit čerpané kapalině. Je na výběr ze dvou materiálů, z tvrdé litiny a z Hard - Iron. Hard - Iron je vysokopevnostní slitina s 25 % obsahem chromu, je vhodná pro vysoce abrazivní a korozivní odpadní vody. Je desetkrát odolnější než litina. Na výběr je také čerpadlo s řezacím zařízením, vhodné pro vláknité vody. Vyrábějí se čerpadla s nízkou kapacitou, střední a vysokou. Za nízkou kapacitu se považuje průtok až 100 l.s^{-1} s výkonem až 7,4 kW. Čerpadla se střední kapacitou, která je 500 l.s^{-1} , mají výkon až 105 kW. Vysoká kapacita pro tyto čerpadla je 1000 l.s^{-1} s výkonem 310 kW. [24]

8 KRITICKÉ ZHODNOCENÍ REŠERŠE

Rešerše se zabývá čerpadly a rozdělením čerpadel. Použité jsou zahraniční i české zdroje. Jsou shrnuty charakteristiky čerpadel. Pomocí rešerše se podařilo sjednotit druhy oběžných kol a vypracovat přehlednou tabulku použití kalových čerpadel. Část rešerše je i v praktické části zkoušení čerpadel. V této části jsou sepsány způsoby a druhy zkoušek čerpadel. Díky rešerši je možnost zabývat se problematikou rozdělením a zkoušením kalových čerpadel na jednom místě.

9 ZKOUŠENÍ ČERPADEL

Zkoušení čerpadel má význam hlavně pro ověření uvedených hydraulických parametrů a v rámci vývoje čerpadel. Jako základní hydraulické parametry se měří průtok, dopravní výška, otáčky, kroutící moment, účinnost čerpadla a kavitační vlastnosti. Zkoušení se provádí většinou v laboratořích, ale mohou se provádět i v místě provozu. [15]

S rostoucím ohledem na životní prostředí se musela změnit i legislativa. Legislativa klade náročnější požadavky na zacházení s odpadními vodami. Kvůli vyšším požadavkům se používají stále výkonnější čerpadla. Proto je důležité navrhnout vhodné čerpadlo. U čerpadel odpadních vod můžou nastat vysoké ztráty, zapříčiněné špatnou účinností čerpadla. [8]

9.1 UMÍSTĚNÍ MĚŘIDEL TLAKU A PRŮTOKU

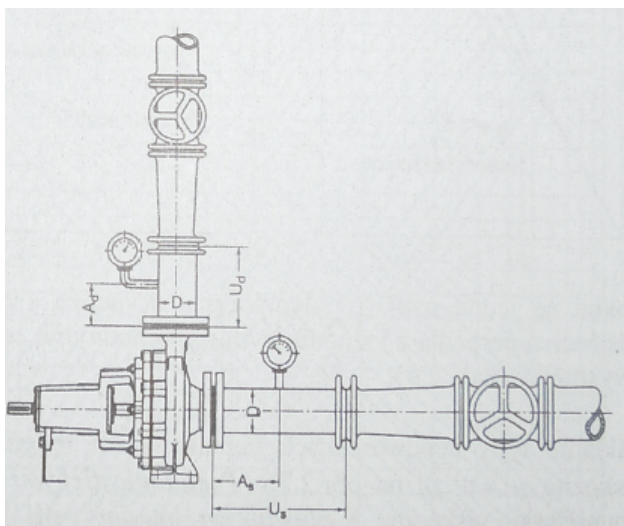
Místo pro umístění měřidel musí být v částech s uklidněným proudem. Měřicí přístroje s optickým odečtem jsou používány pouze jako orientační. Dnes se používají induktivní průtokoměry. [1]

9.1.1 Měření tlaku

Velikosti přímých úseku před tlakoměrem jsou v tab. 1. Přímé úseky se vkládají z důvodu uklidnění proudu kapaliny před odběrem. Pokud jsou přímé úseky menší než doporučené, může dojít k snížení přesnosti měření. Odběry pro měření tlaku se provádí otvory s vrtáním. Vrtání se provádí o průměru 6 mm bez otřepu na vnitřním povrchu roury s navařenou připojovací maticí. [1]

Tab. 2 Umístění tlakoměru

Doporučení norma	Odstup od příruby čerpadla		Vzdálenost pro uklidněné proudění		Typ měření
	A_s/D	A_D/D	U_s/D	U_D/D	
ČSN 11 00 32	0,5	1	2,5	2,5	provozní měření
ISO 9906	2	2	$5 + nq/53$	-	garanční měření



Obr. 21. Uspořádání měřících přístrojů [1]

9.1.2 Měření průtoku

Průtok lze měřit normalizovanými clonami, měrnými žlaby nebo indukčními průtokoměry. Clony mají nízké pořizovací náklady, ale zatěžují systém trvalou hydraulickou ztrátou. Mají malou přesnost. Měrné žlaby, které jsou vybaveny pojízdnou normou stěnou, mají velkou přesnost a velké pořizovací náklady. Indukční průtokoměry se vyrábí s různou přesností. Jsou vhodné pro široký rozsah průtoků. Přímý úsek před clonou je (10 - 20) D a za clonou (5 - 10) D. Přímé úseky u měření pomocí indukčních průtokoměrů se řídí pokyny výrobce. [1]

9.2 TEST UCPÁNÍ

Čerpání odpadních vod

Účinnost vyjádříme vztahem:

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{M \cdot \omega} \quad [-] \quad (27)$$

P_u - užitečný výkon (předaný kapalině)

[W]

P - mechanický příkon (na hřídeli)

[W]

M - točivý moment (na hřídeli)

[Nm]

ω - úhlová rychlost

[s⁻¹]

Zkouška účinnosti čerpání odpadních vod s fekáliemi

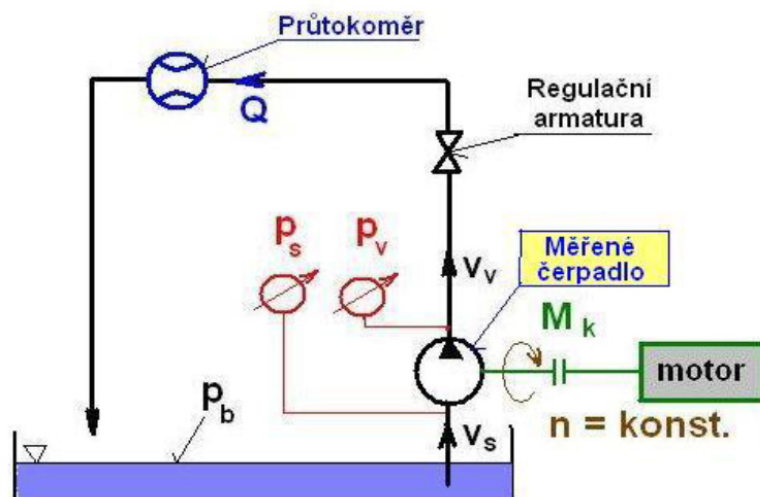
"Při této zkoušce může dojít ke krátkodobému poklesu čerpacího výkonu, avšak nesmí dojít k výpadku čerpacího zařízení. Všechny hadry musí na konci zkoušky projít čerpacím zařízením.

Pokud ještě hadr neprošel čerpacím zařízením, žádný další se nepřidává a zkouška se považuje za neúspěšnou. Hadr, který se usadil v centru oběžného kola,

se po 15 minutách vyjme a ve zkoušce se pokračuje, aniž se považuje za neúspěšnou. V případě, že hadr je ještě uvnitř čerpadla, nesmí být podstatně ovlivňována účinnost čerpání.

Čerpací stanice odpadních vod s fekáliemi vyhověla zkoušce, pokud během celé zkušební doby nedošlo k jejímu výpadku.“ [9]

9.3 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK ČERPADLA



Obr. 22. Zkušební okruh pro měření charakteristiky čerpadla [13]

Zkoušené čerpadlo je poháněno motorem, na kterém je měřen krouticí moment M_k a otáčky n . Otáčky motoru se po celou dobu zkoušky udržují na konstantní velikosti. Průtok Q se měří na výtláčném potrubí průtokoměrem. Z takto naměřeného průtoku se stanoví rychlost na sacím v_s a výtláčném potrubí v_v . K regulaci průtoku slouží armatura na výtlaku. Naměřené tlaky se dosadí do rovnice a spočítá se dopravní výška. [13]

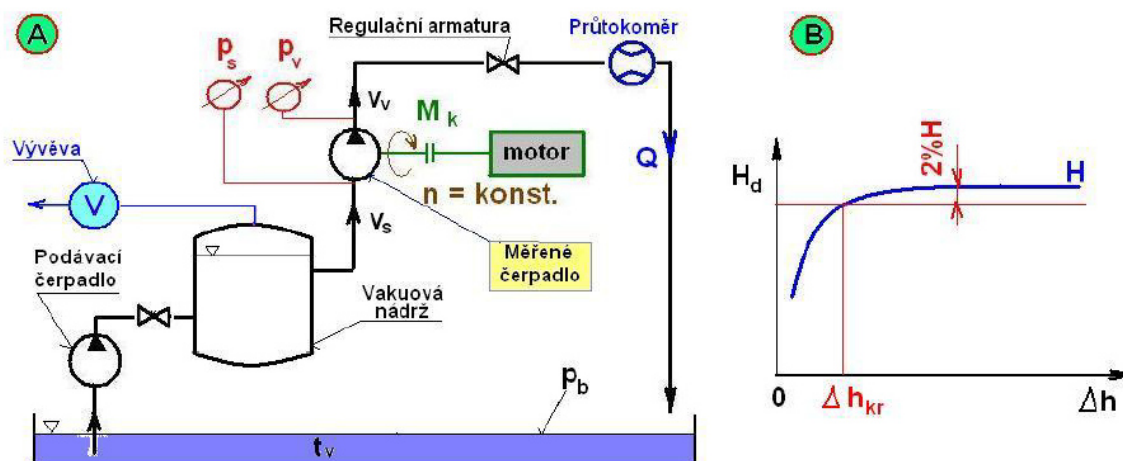
$$H_d = \frac{p_v - p_s}{\rho \cdot g} + \frac{v_v^2 - v_s^2}{2 \cdot g} + \rho \cdot g \cdot y \quad [\text{m}] \quad (28)$$

y - vzdálenost mezi manometry [m]

Pokud jsou oba manometry ve stejné výšce, poslední člen se zanedbá. Kalova čerpadla mají většinou stejný průměr sacího i výtláčného potrubí. V takovém případě jsou rychlosti v sání i na výtlaku stejné a zanedbá se další člen. Po změření veličin se spočítá výkon, příkon a účinnost čerpadla. Nakreslí se diagram. [13]

Vyhodnocení průtoku a dopravní výšky musí být provedeno při jmenovitých otáčkách. Pokud jsou zkušební otáčky shodné s jmenovitými nemusí se zkušební body přepočítávat. [28]

9.4 KAVITAČNÍ ZKOUŠKA



Obr. 23. Schéma ke kavitační zkoušce [13]

Kavitační zkoušky se provádí v případech pokud nebyly provedeny dříve, nebo je nedodal výrobce. Podávací čerpadlo čerpá kapalinu do vakuové nádrže. Sací potrubí měřeného čerpadla je napojeno na tuto nádrž. Pomocí vývěry se ve vakuové nádrži nastavuje podtlak. U měřeného čerpadla měříme tlak v sacím a výtlačném potrubí, průtok na výtlačném potrubí a barometrický tlak. Teplota kapaliny a otáčky motoru se udržují konstantní. Teplotu měříme proto, abychom mohli z parních tabulek odečíst tlak nasycených par p_n . Ve vakuové nádrži se zvětšuje podtlak, až se tlak ve výtlačném hrdle čerpadla začne zmenšovat. Aby byl průtok stále konstantní reguluje se škrcením. Měření se opakuje pro další průtoky. Dopravní výška se počítá stejně jako v kapitole 8.3. podle rovnice (28). Celkovou energii proudící kapaliny v sacím potrubí nad tlakovou energií nasycených par počítáme podle rovnice (29). [13], [36]

$$\Delta h = \frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_s - p_n}{2g} \quad [\text{m}] \quad (29)$$

Spočítané dopravní výšky a Δh se vynášejí do grafu jako kavitační křivka, z které se zjišťuje kritická hodnota Δh_{kr} . Ve vzdálenosti 2% H se vede rovnoběžka s charakteristikou H. Tam kde rovnoběžka protne přímkou H se nachází kritická hodnota kavitační výšky Δh_{kr} . Tato kritická hodnota se musí zvýšit o 15 - 20%, protože čerpadlo musí pracovat bezpečně i ve vyšší oblasti než je kavitace. [13]

$$\Delta h_{dov} = (0,15 \text{ až } 0,20) \Delta h_{kr} \quad [\text{m}] \quad (30)$$

Když se zjistí velikost dovolené kavitační výšky, určí se přípustná sací výška.

$$h_s \leq \frac{p_b}{2g} - h_{ss} - \frac{p_n}{2g} - \Delta h_{dov} \quad [\text{m}] \quad (31)$$

h_{zs} - ztrátová výška v sacím potrubí včetně všech místních ztrát, je funkcí zdvihu

9.5 MĚŘENÍ VIBRACÍ

Při instalaci čerpadla se musí dávat pozor, aby nevznikla rezonance připojeného potrubí. Rezonance způsobují nadměrné vibrace. Měření se provádí, když rotor a hlavní ložiska dosáhnou provozní teploty. Čerpadlo se provozuje při specifických provozních podmínkách. Při proměnlivém provozu čerpadla se zkouška provádí ve všech provozech, v kterých čerpadlo pracuje delší dobu. Jako reprezentativní považujeme maximální z naměřených hodnot. Dovolенý a doporučený pracovní rozsah čerpadla musí uvést výrobce. Obecně je tento rozsah 70 % - 120 % průtoku v bodě s nejvyšší účinnosti. Mimo dovolený rozsah vznikají vyšší hodnoty vibrací a čerpadlo se může používat jen krátkodobě. [26]

Zkoušku provádíme podle měřicího přístroje PumpMeter.



Obr. 24. Měřicí přístroj PumpMeter [27]

PumpMeter display	Interpretation of current operating point	
	Extrémně nízký průtok ($<0,3 Q_{opt}$) *	Nevhodný pro trvalý provoz
	Nízký průtok ($0,3 - 0,7 Q_{opt}$) *	S potenciálem úspory energie
	Optimální průtok ($0,7 - 1,2 Q_{opt}$)	Optimální provoz
	Přetížení ($>1,2 Q_{opt}$)	Hrozí zničení motoru čerpadla

* Podle typu charakteristické křivky není rozdíl mezi prvními dvěma čtvrtinami křivky, tedy za provozních podmínek s malým průtokem, a odpovídající segmenty charakteristické křivky čerpadla se zobrazují současně.

Obr. 25. Ukázka měření PumpMeter [27]

9.6 POČÁTEČNÍ ZKOUŠENÍ VÝROBKŮ

9.6.1 Zkouška vodotěsnosti a plynotěsnosti

Zkouška na vodotěsnost a plynotěsnost se provádí společně tlakovou zkouškou vody. Čerpací stanice je plně naplněná odpadní vodou, která má maximálně 20 °C. V čerpací stanici je přetlak 50 kPa po dobu 10 min. Za tuto dobu se nesmí objevit žádný únik vody. Při zkoušení pouze vodotěsnosti, se sběrná nádržka maximálně naplní vodou. Voda má teplotu 20°C. Po 24 hodinách nesmí dojít k viditelné změně výšky hladiny. [9]

Správnost napojení čerpadla na výtlačné potrubí zjišťujeme zkouškou. Na potrubí působí 10 min maximální provozní tlak čerpadla. Během zkoušení nesmí dojít k viditelnému úniku vody. [9]

9.6.2 Hluková zkouška

Hluková zkouška se musí provádět tam, kde hluk provozu přesahuje 70dB. Pokud je hodnota akustického výkonu menší než 70dB, nemusí se zkouška provádět. Výrobce může uvést 70dB. Jakmile výrobce uvádí menší hodnoty musí se zkouška provést. [9]

9.7 ŘETĚZOVÁ ZKOUŠKA

Pro sestrojení křivky je potřeba změřit výšku, kapacity a výkon čerpadla. Z těchto informací vypočteme příkon čerpadla. Hydraulická účinnost musí být ve vztahu k příkonu na hřídeli. Takové účinnosti jsou pouze účinnosti čerpadla. Nejpřesnější informace o výkonu jsou z přímého měření točitého momentu na hřídeli. K takovému měření nám slouží snímač točivého momentu a tachometr. Tyto hodnoty jsou příkonem čerpadla. [28]

Řetězová zkouška je méně přesná. Jedná se o použití kompletní sestavy s motorem, čerpadlem a pohonem. Měřené hodnoty jsou příkonem motoru. Nejméně přesné informace se získají, když je použit pohon s proměnným kmitočtem. K výpočtu výkonu je potřeba znát účinnost takového pohonu. Řetězová zkouška s proměnným kmitočtem se provádí pouze na požádání zákazníka. [28]

9.8 ZKOUŠKY NPSH

Zkouška má ověřit NPSHR čerpadla pro dohodnutou záruku. Zkouška se zajímá pouze o hydraulické výkonové parametry čerpadla. Takové parametry jsou změna dopravní výšky, průtok, výkon. Zkouška neřeší účinky, které způsobuje kavitace (hluk, vibrace, eroze). Účinky kavitace se zjišťují poklesem dopravní výšky. U malých čerpadel je možnost pokles menší než 3% dohodnout. [28]

9.9 ENERGETICKÝ AUDIT METODOU WESTWORTH-FLYGT

Jedná se o vzorec, pomocí kterého lze identifikovat účinnost čerpání. Pomocí vstupních základních informací se čerpací stanice zařadí do příslušné kategorie. Dle zařazení se může provést hloubkové řešení. Vzorec je možno použít pro čistou i špinavou kapalinu a na libovolný počet čerpadel. Vzorec se v praxi používá už více než 5 let. Do budoucna se uvažuje o zařazení do ISO 144 14. Cílem této metody je určit stupeň

výkonnosti od 1 do 100. Pokud má čerpadlo skóre 90 pracuje velmi efektivně. Podle zkušeností mají čerpadla výjimečně vyšší skóre než 60. [30], [37]

Pomocí indexu se dá provádět dlouhodobá analýza, kde se posuzuje energie, nebo krátkodobá analýza, kde se posuzuje okamžitý výkon. [37]

Analýza vychází ze zadaných hodnot:

Q - průtok	[l/s]
H _g - geodetická výška	[m]
H _z - ztrátová výška	[m]
η _h - hydraulická účinnost	[%]
η _c - celková účinnost	[%]
V - objem kapaliny za hodinu	[m ³]

Postup metody:

1. Musí se učit hodnota čerpané výšky

$$H_{\xi} = H_g + H_z \quad [\text{m}] \quad (32)$$

2. Určí se hodnota příkonu P₁ a příkonu na hřídeli P₂

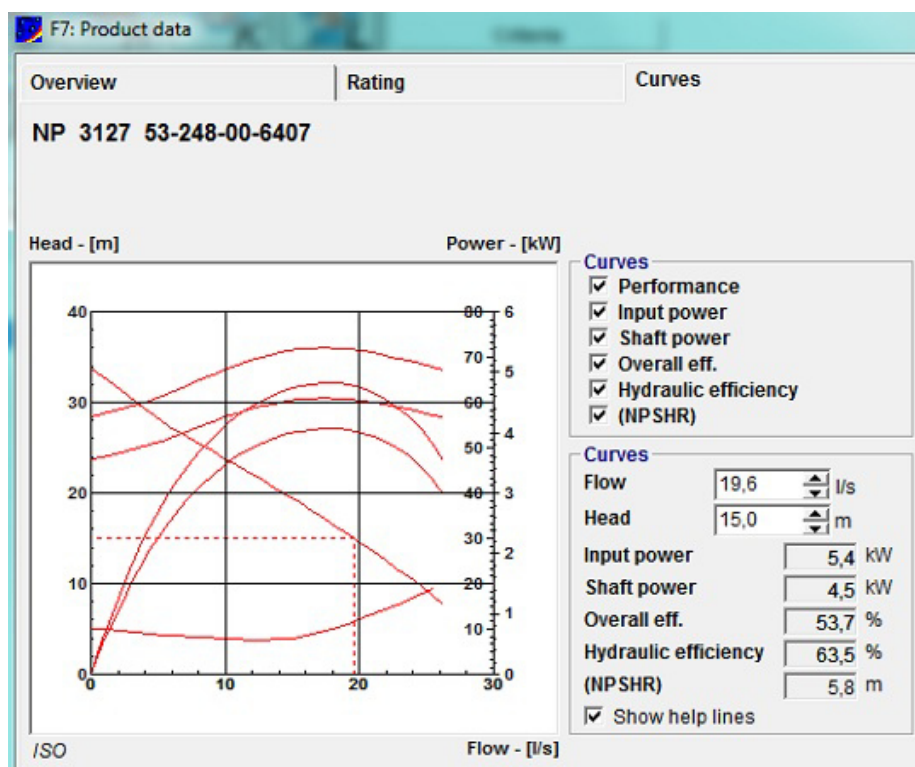
$$P_1 = \frac{Q \cdot H_{\xi} \cdot g}{\eta_c} \quad [\text{kW}] \quad (33)$$

$$P_2 = \frac{Q \cdot H_{\xi} \cdot g}{\eta_h} \quad [\text{kW}] \quad (34)$$

3. Specifická energie se počítá podle vzorce:

$$E = \frac{P_1}{V} \quad [\text{kWh/m}^3] \quad (35)$$

Hodnota celkové úspory se zjistí znásobením hodnoty příkonu P₁ a hodnoty SCORE. Vzorec pro hodnotu SCORE bohužel není veřejný. Tento vzorec je podstatou celé této metody, proto je zřejmé, že je uchován v tajemství. Dlouhodobá analýza se počítá pro celou dobu trvání, která je v případě ukázky 100 hod. [18]



Obr. 26. Ukázka programu metody Westworth - Flygt [18]

Westworth-Flygt pumping efficiency index

Long term analysis (energy)

Volume	7200 m ³
Running hours	100
Static head	10 m
Force main length	600 m
Energy consumption	410 kWh
SCORE	75,9

The score means that a well-designed, installed and controlled system would only use:
311 kWh

Short term analysis (instantaneous power)

Flowrate	20 l/s
Static head	10 m
Force main length	600 m
Input power	4,1 kW
SCORE	75,3

The score means that a well-designed, installed and controlled system would only use:
3,1 kW

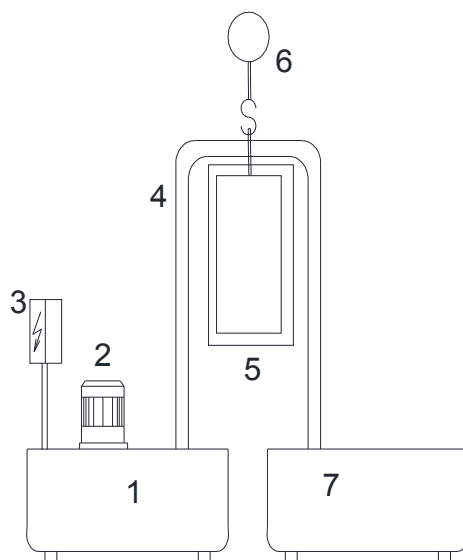
Obr. 27. Ukázka výsledků metodou Westworth - Flygt [18]

9.10 MĚŘENÍ V LABORATOŘI

V laboratoři výzkumného centra AdMaS jsem prováděla testování čerpadla na ucpání. Testování se provádělo pouze na čisté vodě s postupným přihazováním hadru na podlahu. Teplota vody měla max. 35 °C. Postup měření se řídil podle normy ČSN EN 12050 s jistými omezeními. Norma je popsána výše v kapitole 8.2. V podmínkách v laboratoři nebylo možno dodržet minimální průtočnou rychlost $0,7 \text{ m.s}^{-1}$ z důvodu nepoužití hadice s minimálním navrhovaným DN 60.

Ke zkoušce jsem potřebovala:

- sací a výtlačnou jímku
- čerpadlo LOWARA
- hadici PVC DN 32
- jeřáb nosnosti 5 t
- popruhy
- konstrukci k uchycení hadice
- typizovaný hadr
- kbelík
- stopky



1 - sací jímka, 2 - čerpadlo, 3 - elektrický zdroj, 4 - hadice, 5 - hliníkový rám, 6 - jeřáb,
7 - výtlačná jímka

Obr. 28. Schéma měřicího zařízení

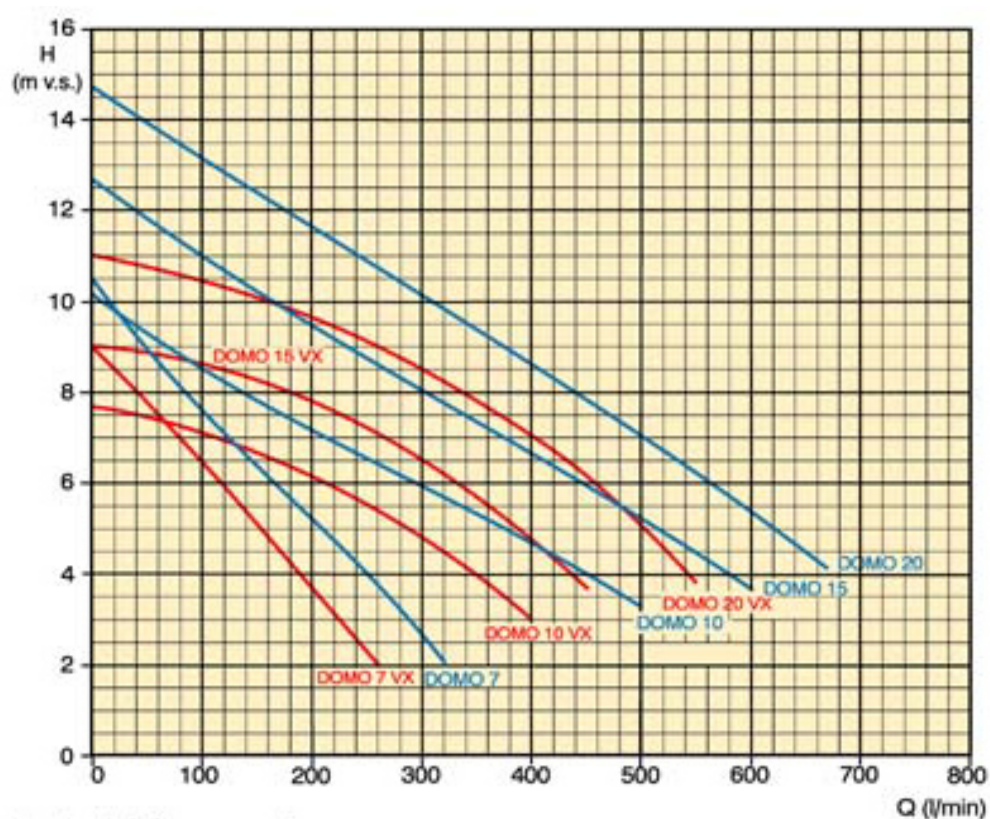
V laboratoři jsem pracovala s čerpadlem značky LOWARA DOMO 7/A.

Parametry čerpadla:

- průtok: 100 - 320 l . min⁻¹
- dopravní výška: 7,5 - 2,1 m
- maximální teplota čerpané kapaliny: 35 °C
- maximální počet sepnutí: 20 za hodin
- oběžné kolo: kanálové
- motor:
 - jednofázový: 0,55 - 0,8 kW, 220 -240 V, 50Hz
- jednofázové provedení je dodáváno s tepelnou ochranou proti přetížení a s plovákovým spínačem



Obr. 29. Čerpadlo Lowara DOMO 7 [29]



Obr. 30. Q - H charakteristika [29]



Obr. 31. Štítek čerpadla s parametry



Obr. 32. Otevřené kanálové oběžné kolo čerpadla

K měření byly zapotřebí typizované hadry. Použila jsem tkané hadry na podlahu, jak udává norma. Hadry o rozměrech 0,40 x 0,25 m a váze 40 g byly ponořeny v čisté vodě 24 hod před měřením.

Pro výpočet rychlosti se využila kbelíková metoda. Vždy se měřil čas, za který se naplnil kbelík o známém objemu ($V = 28 \text{ l}$). Pro větší přesnost se kbelík naplnil pod risku. Pomocí odměrného válce se doměřil objem, který chyběl do 28 l. Díky tomu byl znám objem skutečně načerpaného množství.

V první části bylo nutné přichystat si celou čerpací soustavu. Před samotným použitím čerpadla ho bylo nutné řádně vyčistit, aby předchozí znečištění neovlivnilo měření. Pro dopravu vody se použila hadice PVC DN 32 a délky cca. 20 m. Hadice se pomocí jeřábu vytáhla do výšky 5,05 m. Při zavěšení hadice na jeřáb a zvednutí do výšky docházelo k jejímu zlomení, což bylo považováno za nežádoucí. K zabránění zlomení hadice pomohl hliníkový rám. Na rám byla hadice přilepená lepící páskou. Rám držel určitý rádius hadice. Přesto se nepodařilo udržet stejný průřez hadice po celé její délce. Což bylo další z omezení měření v laboratoři. Jako jímky byly použity dvě plastové nádoby o objemu $0,5 \text{ m}^3$.



Obr. 33. Sací a výtlačná jímka



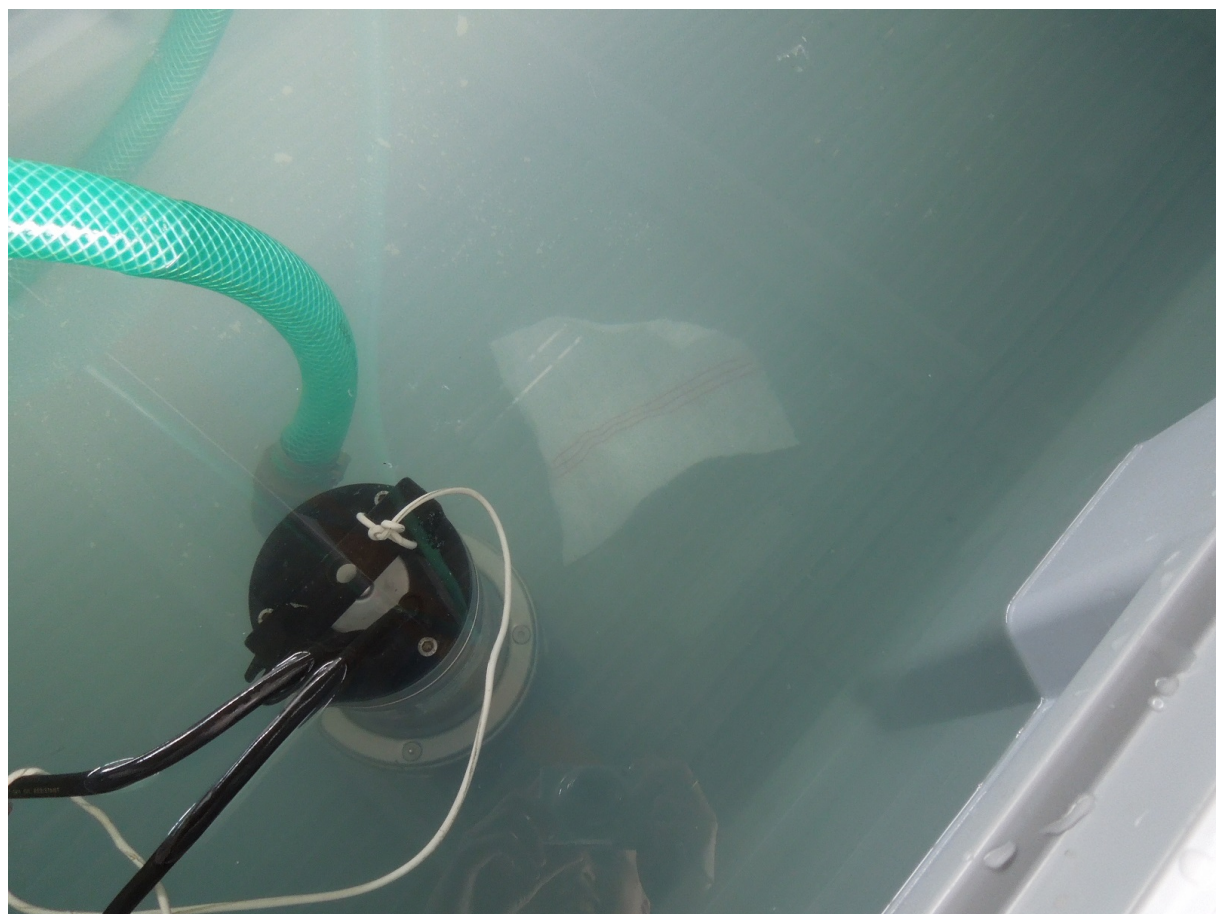
Obr. 34. Použití rámu

Jako první se provedlo měření času při čerpání pouze čistě vody. Každé měření se opakovalo třikrát. Výsledky měření jsou v Tab. 3. Při každém měření se nechalo čerpání 30 s ustálit a pak se až začalo čerpat do kbelíku a měřit čas.

Tab. 3 Měřené veličiny

měření	Měřené veličiny							
	čisté čerpadlo		celý hadr		4 x 1/4 hadru		2 x 1/2 hadru	
	čas	objem	čas	objem	čas	objem	čas	objem
	[s]	[l]	[s]	[l]	[s]	[l]	[s]	[l]
1	16,49	27,00	Nespecifikováno		19,55	28,00	100,09	28,00
2	17,20	26,95			19,15	28,00	74,87	28,00
3	15,90	27,40			19,30	28,00	66,86	28,00

Po změření čerpání pouze kapaliny se do nádrže přihodil jeden typizovaný hadr. Veličiny se nepodařilo změřit, čerpadlo se ve všech třech případech ucpalo. U jednoho pokusu čerpadlo čerpalo pouze 30 sekund a nenaplnila se ani třetina kbelíku. Vzhledem k ucpání čerpadla už při použití prvního hadru nemělo význam házet další.



Obr. 35. Přihozený hadr do sací jímky



Obr. 36. Ucpané čerpadlo

V měření se pokračovalo s použitím hadru, který jsem rozdělila na půl. Rozměr jednoho hadru tedy byl $0,2 \times 0,25$ m. Obě části se přihodily k čerpadlu. Opět jsme měřili čas, za jak dlouho se naplní kbelík. Čerpadlo se neucpalo a změřené hodnoty jsou v tabulce Tab. 3. Doba čerpání se prodloužila. Jak jde vidět v Tab. 3 čas se při čerpání s polovičními hadry postupně zmenšuje. Dá se to vysvětlit tím, že čerpadlo si hadr na oběžném kole postupně posouvalo do ideální polohy. Měření jsem opakovala ještě s hadrem rozděleným na čtvrtiny. Jedna část hadru pak měla rozměr $0,2 \times 0,125$ m. Časy naměřených hodnot jsou nepatrně větší než s čistým hadrem. Čím menší části hadru, tím méně ovlivňují čerpání. V Tab. 4 jsou seřazeny výsledky počítaných veličin průtoků a rychlosti.



Obr. 37. Otevřené oběžné kolo s hadry

Tab. 4 Počítané veličiny

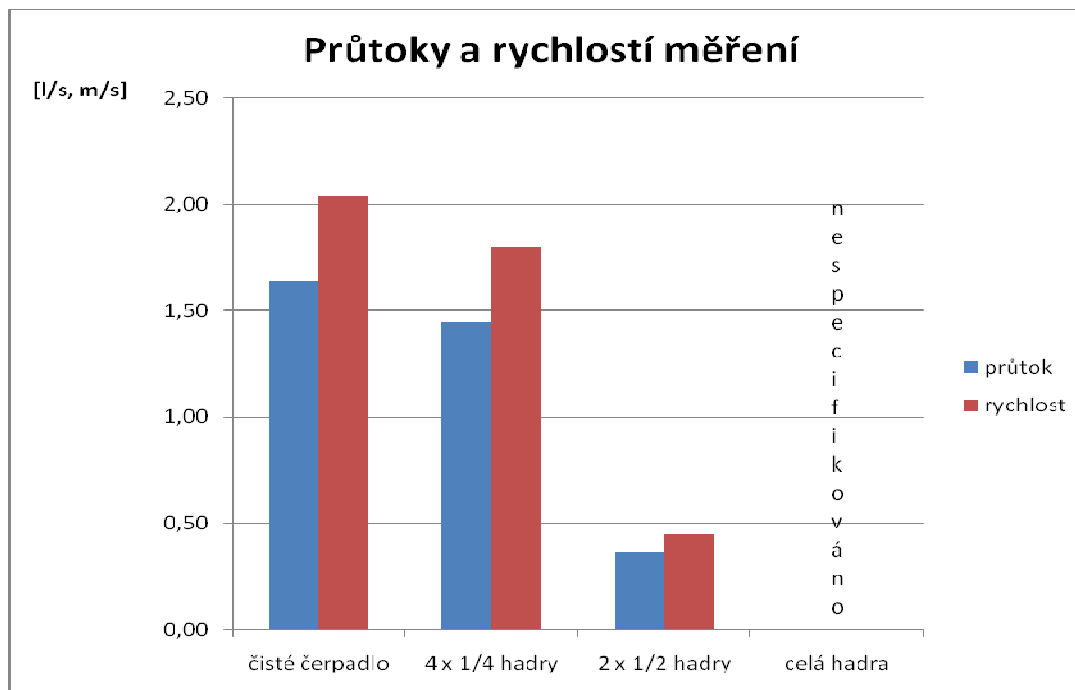
měření	Počítané veličiny			
	čisté čerpadlo	celý hadr	4 x 1/4 hadru	2 x 1/2 hadru
	průtok	průtok	průtok	průtok
	[l/s]	[l/s]	[l/s]	[l/s]
1	1,64	nespecifikováno	1,43	0,28
2	1,57		1,46	0,37
3	1,72		1,45	0,42
ϕ [l/s]	1,64		1,45	0,36
v [m/s]	2,04		1,80	0,44

objem kbelíku: $V = 28 \text{ mm}$
 průměr hadice: $DN = 32 \text{ mm}$
 průřez hadice: $S = 0,0008 \text{ m}^2$

$$Q = \frac{V}{t} \quad [l/s] \quad (36)$$

$$v = \frac{Q}{S} \quad [m/s] \quad (37)$$

Tab. 4. Průtoky a rychlosti měření



Pro větší přehlednost je vložen graf průtoků a rychlostí. Průtoky a rychlosti jsou tím menší, čím méně částí hadr má. Závislost snižování hodnot neexistuje. Hodnoty průtoků a rychlosti s hadrem rozděleným na 4 části se snížily o 11,82 % od čistého čerpadla. Hodnoty měřené s napůl rozděleným hadrem se od čerpání s čistým čerpadlem snížily o 78,23 %. Z důvodu ucpání čerpadla celým hadrem čerpadlo nevyhovělo této zkoušce. Čerpadlo není vhodné pro použití do čerpacích stanic s kapalinou, která obsahuje velké části. Je vhodné pro použití k čerpání zatopených sklepů a stavebních jam. K použití čerpadla pro kapaliny s velkými částmi se musí použít rozměňovací zařízení. Toto zařízení norma neřeší. Další možnost řešení by bylo použití čerpadla s větší průchodností, např. 50 mm.

10 ZÁVĚR

Cílem práce je zaměřit se na problematiku kalových čerpadel. V dnešní době firmy nabízejí velké množství čerpadel s jinými parametry. Orientovat se v této problematice, je náročné. V práci se objevuje tabulka, která pomůže se zorientovat. Klade se důraz na efektivní navrhování čerpadel. Důležité je, aby čerpadlo pracovalo s nejlepší účinností a ekonomicky.

V první části práce je zpracovaná rešerše charakteristik, které ovlivňují parametry čerpadla. Jsou uvedeny základní vlastnosti čerpadel. Je popsáno i řazení čerpadel, které také ovlivní čerpací vlastnosti. Další dvě kapitoly se zabývají rozdělením čerpadel a popisem jejich vlastností. Jsou popsána hydrostatická a hydrodynamická čerpadla, jejich vlastnosti a jejich rozdělení.

V praktické části je podrobněji rozebrané porovnání kalových čerpadel a jejich vlastností. Pro větší přehlednost je přidána tabulka s vlastnostmi čerpadel a jejich použitím. Tato tabulka má pomoci sjednotit vlastnosti a použití kalových oběžných kol. Také je zpracovaná rešerše na téma zkoušení čerpadel. Zkoušky se dají provádět v laboratoři a některé i na místě instalace čerpadla. Ke zkouškám jsou přiloženy schémata provádění zkoušek a popis provádění. Fy Flygt poskytla podklady pro energetický audit metodou Westworth - Flygt. Zkouška ucpání byla provedena i měřením v laboratoři. Zkouška byla prováděna dle normy ČSN EN 12050 - 1, s jistými omezeními. Průběh zkoušky je popsán v práci. Jsou přiloženy fotky a vypracované tabulky výsledků. Je zpracovaný a přiložený i graf výsledků.

Dosaženým cílem práce je sjednotit vlastnosti kalových čerpadel. V praktické části pomocí zkoušky je cílem posoudit, zda je čerpadlo vhodné k použití na čerpací stanici. Použité čerpadlo není vhodné k použití v čerpací stanici. Opatření k použití jsou popsány v práci k praktické části.

11 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BRADA, Karel a Petr HLAVÍNEK. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Vyd. 1. Brno: NOEL 2000, 2004. ISBN 80-86020-43-6.
- [2] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: Část čerpadla*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2009. 139s. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [3] VÍTĚZ, Tomáš. *Mechanika tekutin: Čerpadla*. 11. prosinec 2013.
- [4] ŠNITA, D. *Chemické inženýrství I*. Vyd. 1. Praha: Vysoká škola chemicko - technologická v Praze, 2006. ISBN 80-7080-589-7
- [5] Systém-regulace-otáček-PumpDrive:-provozní-režim-dle-potřeby-a-maximální-účinnost [online]. © KSB Aktiengesellschaft [cit. 2016-2-21]. Dostupné z: https://www.ksb.com/fluidfuture-cz/provozni_rezim/pumpdrive
- [6] SKOVGAARD, A., Šimek, I., *Průručka čerpací techniky, čerpadla pro průmyslové aplikace*. Copyright 2004. 148s.
- [7] CALPEDA POMPE, *Návod k obsluze MXP(M) 204; 403;404*. 9. duben 2002. [cit. 2016-2-21]
- [8] Grundfos-Vám-pomůže-lépe-porozumět-účinnosti-čerpadel-odpadních-vod [online]. © Grundfos Holding A/S [cit. 2016-2-21]. Dostupné z: https://cz.grundfos.com/content/dam/GCZ/grundfosforengineers/CS_11316_Tech_article_Wastewater_Total_efficiency.pdf
- [9] ČSN EN 12050-1. Účinnost čerpání čerpací stanice odpadních vod s fekáliemi. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2002.
- [10] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí: návody do cvičení* [CD-ROM]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2010. ISBN 978-80-248-2205-1.
- [11] K-čemu-je-frekvenční-měnič [online]. © Pohonnatechnika.cz 2007-2016 [cit. 2016-2-25]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/frekvencni-menice/k-cemu-je-frekvencni-menic>
- [12] *Hydraulické stroje*, [online]. VUT Brno. [cit. 20016-05-14]
- [13] JANALÍK, Jaroslav. *Kalová čerpadla: studijní opora* [CD-ROM]. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2011. ISBN 978-80-248-2717-9.
- [14] NECHLEBA, Miroslav - HUŠEK, Josef. *Hydraulické stroje*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1966. 388s.
- [15] VARCHOLA, Michal. *Hydrostatické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 1992.
- [16] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: Část čerpadla*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2009. 139s. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [17] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Průručka čerpací techniky*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.
- [18] FLYGT [online]. [cit. 2016-3-20]. Dostupné z: <http://www.lkpumpservice.cz/index.php?typ=LMA&showid=12>

- [19] Čerpadla-od-A-do-Z [online]. [cit. 2016-3-20]. Dostupné z: <https://cz.grundfos.com/Produkty/products-a-z.html?industry=WUWWT>
- [20] Vodní-hospodářství [online]. [cit. 2016-3-20]. Dostupné z: <http://www.sigmagroup.cz/odvetvi/vodni-hospodarstvi>
- [21] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Celost. vysokošk. příručka pro strojnické fakulty*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1992. Technický průvodce. ISBN 80-03-00665-1.
- [22] HLAVÍNEK, Petr, Jan MIČÍN a Petr PRAX. *Příručka stokování a čištění*. Vyd. 1. Brno: NOEL 2000, c2001. ISBN 80-86020-30-4.
- [23] Oběžná-kola-čerpadel-HCP [online]. ©2008 K+H ČERPACÍ TECHNIKA S.R.O. [cit. 2016-4-14]. Dostupné z: <http://www.cerpadla-hcp.cz>
- [24] 718. Pokročilá technologie Flygt N. [cit. 2016-4-26]
- [25] K+H-čerpací-technika-s.r.o. [online]. [cit. 2016-4-22]. Dostupné z: <http://www.kalove-cerpadlo.cz>
- [26] ČSN ISO 10816-7. Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech - Část 7: odstředivá čerpadla pro průmyslová použití včetně měření na rotujících hřídelích. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2002.
- [27] PumpMeter-větší-transparentnost-pro-zvýšení-energetické-účinnosti. [online]. [cit. 2016-4-26]. Dostupné z: https://www.ksb.com/ksb-cz/Products_and_Services/Prumysl/PumpMeter/
- [28] ČSN EN ISO 9906. Hydrodynamická čerpadla - Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů - Stupně přesnosti 1, 2 a 3. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2013.
- [29] DOMO [online]. [cit. 2016-5-12]. Dostupné z: <http://www.lkpumpservice.cz/index.php?typ=LMA&showid=84>
- [30] Energy-efficient-pumping-systems [online]. [cit. 2016-5-14]. Dostupné z: <http://impeller.xyleminc.com/en/public-utilities/2013/03/05/energy-efficient-pumping-systems/>
- [31] FLYGT. *Handbook of Sludge Pumping*. [online]. [cit. 2016-5-18]
- [32] MELICHAR, Jan. *Úvod do čerpací techniky*. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05056-9.
- [33] MELICHAR, Jan a Václav Hodaň. *Energetická náročnost a spolehlivost provozu čerpací techniky*. V Praze: České vysoké učení technické.
- [34] *Kreiselpumpen Lexikon*. Frankenthal: Klein, Schanzlin & Becker, c1974.
- [35] BLOCH, Heinz P. *Pump wisdom: problem solving for operators and specialists*. Hoboken: Wiley, c2011. ISBN 978-1-118-04123-9.
- [36] KARASSIK, Igor J. (ed.). *Pump handbook*. 4th ed. New York: McGraw-Hill, c2008. ISBN 978-0-07-146044-6.
- [37] Xylem-let's-solve-water. [online]. [cit. 2016-5-20]. Dostupné z: <http://www.eaem.co.uk/company-news/westworth-flygt-pumping-system-efficiency-index>

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Porovnání kalových čerpadel	33
Tab. 2 Umístění tlakoměru	38
Tab. 3 Měřené veličiny	51
Tab. 4 Počítané veličiny	53

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Rozdělení hydraulických strojů podle přeměny energie [2]	5
Obr. 2. Schéma hydraulického systému [3]	6
Obr. 3. Pracovní bod čerpadla [4]	7
Obr. 4. Důsledky provozu HD čerpadla v mimooptimálním provozním režimu [32]	8
Obr. 5. Paralelní zapojení čerpadel [10]	8
Obr. 6. Sériové zapojení čerpadel [10]	9
Obr. 7. Změna charakteristické křivky [1]	12
Obr. 8. Charakteristické křivky čerpadla [6]	13
Obr. 9. Sací režim čerpadla [7]	15
Obr. 10. Nátokový režim čerpadla [7]	15
Obr. 11. - rychlosti proudění kapaliny v oběžném kole [3]	17
Obr. 12. - schéma výstupních a vstupních rychlostí [3]	18
Obr. 13. Tvary oběžných kol hydrodynamických čerpadel na čistou vodu [3]	19
Obr. 14. Rozdělení hydrodynamických čerpadel [12]	19
Obr. 15. Rozdělení hydrostatických čerpadel [12]	22
Obr. 16. Vliv různého znečištění kalů na charakteristiky [33]	27
Obr. 17. Charakteristika potrubí a kalového čerpadla [13]	30
Obr. 18. Oběžná kola čerpadel [13]	32
Obr. 19. Spirály kalových čerpadel [13]	34
Obr. 20. Fáze samočištění [24]	36
Obr. 21. Uspořádání měřících přístrojů [1]	39
Obr. 22. Zkušební okruh pro měření charakteristiky čerpadla [13]	40
Obr. 23. Schéma ke kavitační zkoušce [13]	41
Obr. 24. Měřicí přístroj PumpMeter [27]	42
Obr. 25. Ukázka měření PumpMeter [27]	42
Obr. 26. Ukázka programu metody Westworth - Flygt [18]	45
Obr. 27. Ukázka výsledků metodou Westworth - Flygt [18]	45
Obr. 28. Schéma měřícího zařízení	46
Obr. 29. Čerpadlo Lowara DOMO 7 [29]	47
Obr. 30. Q - H charakteristika [29]	48
Obr. 31. Štítek čerpadla s parametry	48
Obr. 32. Otevřené kanálové oběžné kolo čerpadla	49
Obr. 33. Sací a výtlačná jímka	50

Obr. 34. Použití rámu	50
Obr. 35. Přihozený hadr do sací jímky	51
Obr. 36. Ucpané čerpadlo	52
Obr. 37. Otevřené oběžné kolo s hadry	53

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

E_m ...	mechanická energie [J]
E ...	hydraulická energie [J]
S ...	sací hrdlo čerpadla
V ...	výtlačné hrdlo čerpadla
v_s ...	rychlost kapaliny v sacím hrdle čerpadla [m.s^{-1}]
v_v ...	rychlost kapaliny ve výtlačném hrdle čerpadla [m.s^{-1}]
v', v'' ...	rychlosti změny polohy hladin v nádržích [m.s^{-1}]
p_s ...	tlak v sacím hrdle čerpadla [Pa]
p_v ...	tlak ve výtlačném hrdle čerpadla [Pa]
p_{ms} ...	manometrický tlak v sacím hrdle čerpadla [Pa]
p_{mv} ...	manometrický tlak ve výtlačném hrdle čerpadla [Pa]
z ...	svislá odlehlost hrdel čerpadla [m]
z_s ...	svislá odlehlost sacího hrdla čerpadla [m]
z_v ...	svislá odlehlost výtlačného hrdla čerpadla [m]
H_g ...	geodetická výška [m]
H_{gs} ...	geodetická výška sací [m]
H_{gv} ...	geodetická výška výtlačná [m]
Q ...	průtok [$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$, l.s^{-1} , $\text{m}^3.\text{h}^{-1}$]
H ...	dopravní výška [m sl. k.]
p ...	tlak [Pa]
ρ ...	hustota [kg.m^{-3}]
g ...	tíhové zrychlení [m.s^{-2}]
n ...	otáčky čerpadla [min^{-1}]
$Q_{p\check{c}}$...	průtok paralelně zapojených čerpadel [$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$, l.s^{-1} , $\text{m}^3.\text{h}^{-1}$]
$H_{p\check{c}}$...	dopravní výška paralelně zapojených čerpadel [m]
$Q_{s\check{c}}$...	průtok seriově zapojených čerpadel [$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$, l.s^{-1} , $\text{m}^3.\text{h}^{-1}$]
$H_{s\check{c}}$...	dopravní výška seriově zapojených čerpadel [m]
Y ...	měrná energie [J.kg^{-1}]
p' ...	tlak nad hladinou v sací nádrži [Pa]
p'' ...	tlak nad hladinou ve výtlačné nádrži [Pa]
ΣY_z ...	součet dílčích ztrát [J.kg^{-1}]
ΣH_z ...	součet dílčích ztrát [m]
p_z ...	tlaková výška při čerpání viskózních kapalin [bar]

H _{z1} ...	hydraulická ztráta v přímém úseku potrubí [m]
λ ...	součinitel délkových ztrát v kruhovém potrubí [-]
l ...	délka přímého úseku [m]
d ...	průměr potrubí [m]
ζ ...	součinitel místních odporů [-]
NPSH ...	Net Positive Suction Head [m]
NPSH _A ...	charakteristika sací části potrubního systému [m]
c' ...	rychlost klesání hladiny sací nádrže [m.s ⁻¹]
s' ...	svislá vzdálenost sacího hrdla od vstupu do oběžného kola [m]
c ...	rychlost absolutní vůči pevnému prostoru [m.s ⁻¹]
w ...	rychlost relativní vůči oběžnému kolu [m.s ⁻¹]
u ...	rychlost unášivá [m.s ⁻¹]
n _q ...	měrné otáčky čerpadla [min ⁻¹]
Q _{opt} ...	optimální průtok [m ³ .s ⁻¹ , l.s ⁻¹ , m ³ .h ⁻¹]
H _{opt} ...	optimální dopravní výška [m]
Cr ...	chrom
Ni ...	nikl
Mo ...	molybden
CO ₂ ...	oxid uhličitý
η_h ...	hydraulická účinnost [-]
p _{sv} ...	tlak v pracovním prostředí čerpadla [Pa]
p _t ...	teoretický tlak [Pa]
η_v ...	objemová účinnost [-]
n ...	otáčky [min ⁻¹]
η_m ...	mechanická účinnost [-]
P _h ...	hydraulický výkon [W]
P ...	výkon [W]
V _g ...	zdvihový objem [m ³]
d ...	průměr [m]
s ...	zdvih pístu [m]
Δp ...	změna tlaku [Pa]
C _v ...	objemová koncentrace
w ...	pádová rychlost kulové částice [m.s ⁻¹]
c _{xo} ...	součinitel hydraulického odporu kulové částice [-]

$\nu_v \dots$	kinematická viskozita kapaliny [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
$\rho_s \dots$	hustota pevné fáze [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
$\rho_v \dots$	hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
$d_{50} \dots$	velikost zrna, průměr částice odpovídající 50 % hmotnostního podílu
$\psi \dots$	tlakové číslo [-]
$C_T \dots$	objemová dopravní koncentrace za pohybu [-]
$\rho_m \dots$	střední hustota hydrosměsi [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
$\nu_{kr} \dots$	kritická rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
$P_u \dots$	užitečný výkon [W]
$M \dots$	točivý moment [Nm]
$\omega \dots$	úhlová rychlost [s^{-1}]
$y \dots$	vzdálenost mezi manometry [m]
$h_{zs} \dots$	ztrátová výška v sacím potrubí včetně všech místních ztrát je funkcí zdvihu [m]
$p_b \dots$	barometrický tlak [Pa]
$S \dots$	průřez hadice [m^2]
$t \dots$	doba čerpání [s]

SEZNAM PŘÍLOH

Bez příloh

SUMMARY

Transportation sludge water is more difficult than transport clean liquids. The solid particles in the fluid have different shapes and sizes. The liquid may contain fibers which are captured on the impeller blades. Sludge pumps are divided into displacement and centrifugal. Displacement pumps are made piston, hose and screw pumps.

Great influence for pumping has the stalling speed. Solid particles are pumped better if the stall speed is smaller and the slurry flow rate is greater. Stall speed depends on pipe size and solids content in suspension. When coarse suspension flow velocity decreases. The solid particles fall and settle at the bottom of the pipeline. Gradually, it can lead to clogged pipes.

Sludge pump may be placed in wet or dry sump. Dry sump needs more space. The advantage is that the pump and motor may not protect against water penetration. For pumping solid parts must be regulated impeller. It is important to have a wide channels, which would avoid clogging.

The thesis describes the procedure for measuring parameters of the pump and then using the blockage test to detection efficiency of the pump.